

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI GENOVA

SCUOLA POLITECNICA

DIME

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica,
Gestionale e dei Trasporti**



**DOTTORATO DI RICERCA IN:
INGEGNERIA DELLE MACCHINE E DEI SISTEMI PER
L'ENERGIA, L'AMBIENTE E I TRASPORTI**

*Curriculum: Ingegneria delle macchine e dei sistemi per l'energia,
l'ambiente e la propulsione*

XXXI Ciclo

**Analisi della stabilità di compressori centrifughi per
sovralimentazione. Individuazione di criteri per la
previsione del limite di funzionamento stabile**

Tutor:

Chiar.^{mo} Prof. Ing. Carlo Cravero

Allievo:

Dott. Ing. Davide Marsano

Maggio 2019

UNIVERSITY OF GENOA

POLYTECHNIC SCHOOL

DIME

**Department of Mechanical Engineering, Energy, Management and
Transports**



DOCTORATE IN:

**ENGINEERING OF MACHINES AND SYSTEMS FOR
ENERGY, ENVIRONMENT AND TRANSPORT**

*Curriculum: Engineering of machines and systems for energy, environment
and propulsion*

**Analysis of the stability of centrifugal compressors for
turbocharging application. Identification of criteria for the
prediction of the stable operating limit**

Analisi della stabilità di compressori centrifughi per sovralimentazione. Individuazione di criteri per la previsione del limite di funzionamento stabile

Sommario

Un compressore centrifugo per la sovralimentazione si trova spesso a dover lavorare in condizioni lontane da quelle ottimali, a causa delle diverse condizioni operative a cui è sottoposto in un'applicazione stradale. Perciò conoscere i limiti operativi di un compressore centrifugo risulta fondamentale in una prima fase della progettazione. In particolare poter predire la portata limite di stabilità, ad una data isogiri, risulta un'ardua sfida. In letteratura sono presenti vasti studi sui fenomeni che portano il compressore a lavorare in funzionamento instabile, in particolare lo stallo rotante. Esiste tuttavia una carenza di metodi precisi che possano stabilire con certezza la corretta portata limite. Al giorno d'oggi con le sempre maggiori risorse computazionali una grossa mano può essere fornita dalla CFD. A tal proposito in questa tesi ci si è prefissato come obiettivo quello di poter individuare dei criteri, che potessero predire la linea di pompaggio, applicabili attraverso modelli CFD semplici, che non necessitano di eccessive risorse computazionali. Per i compressori con diffusore palettato è stato sviluppato il criterio dello stability parameter, che ha mostrato un'ottima affidabilità in tale tipologia di turbomacchine. Tuttavia, nel caso di compressori con diffusore non palettato, si è reso invece necessario sviluppare ulteriori criteri a causa della perdita di efficacia del precedente criterio. Entrando più nel dettaglio per i compressori con diffusore non palettato, grazie ad un'approfondita analisi fluidodinamica, è stato possibile individuare due diversi campi di applicazione per sviluppare gli adatti criteri di previsione, in base ai fenomeni fluidodinamici che portano al funzionamento instabile il compressore. In particolare in questa tesi, per il caso di compressori con diffusore non palettato, sono stati sviluppati per le basse velocità di rotazione i criteri dell'angolo critico (una versione modificata del criterio di Senoo) e della zona di ricircolazione per il diffusore, mentre per l'impeller il criterio del diffusion ratio. Infine, avendo evidenziato come al crescere della velocità di rotazione, la voluta acquisisce un ruolo chiave nella nascita di fenomeni instabili della macchina, è stato sviluppato un criterio basato su quest'ultimo componente, per le alte velocità di rotazione.

Analysis of the stability of centrifugal compressors for turbocharging application. Identification of criteria for the prediction of the stable operating limit

Abstract

A centrifugal compressor for turbocharging application often has to work in conditions far from optimal conditions, due to the different operating conditions it is subjected in an automotive application. Therefore, the knowledge of the operating limits of a centrifugal compressor is fundamental in a first design phase. In particular, can predict the surge limit range, at a given speedline, is a serious challenge. In the literature there are extensive studies on the phenomena that lead the compressor to work in unstable operation, in particular the rotating stall. However, there is a lack of precise methods that can establish with certainty the correct surge massflow rate. Nowadays with the ever increasing computational resources a large contribution can be provided by the CFD techniques. In this regard, in this thesis the main goal is to able to identify some criteria to predict the surge line, through simplified models, which do not require excessive computational resources. For the compressors with a vaned diffuser, a stability parameter is developed, which shows excellent reliability in this type of turbomachinery. However, in the case of compressors with vaneless diffuser, has been necessary to develop further criteria due to the loss of effectiveness of the previous criterion. In more details for the centrifugal compressors with vaneless diffuser, through a deep fluid dynamic analysis, has been possible to identify two different fields of application to develop the appropriate criteria, based on the fluid-dynamic phenomena that lead the compressor to unstable operation. In particular in this work, for the case with vaneless diffuser, the following criteria have been developed at the low rotational speed: the critical angle (a modified version respect to the Senoo's criterion) and the recirculation zone at the diffuser, while for the impeller the criterion of the diffusion ratio. Finally, it has been shown how, increasing the rotational speed, the volute acquires a key role in the inception of unstable machine phenomena; so a criterion based on this last component has been developed for high rotational speed.

Ringraziamenti

Volevo innanzitutto ringraziare chi ha permesso di conseguire questo dottorato e di poter effettuare questo percorso molto stimolante: il Prof. Carlo Cravero. La ringrazio per aver creduto in me, per avermi dato la sua disponibilità e tutti gli strumenti necessari, che mi hanno permesso di imparare e crescere molto, spero di poter ancora a lungo collaborare insieme in nuove sfide. Volevo inoltre ringraziare tutti quelli che mi hanno permesso di imparare qualcosa, chi con l'aiuto o chi con semplici parole di conforto, a cominciare da Davide Basso, fino ad arrivare a tutti i miei colleghi che ho conosciuto in questi tre anni.

Tutto ciò però non sarebbe stato possibile senza aver avuto alle spalle dei genitori fantastici, che non mi hanno fatto mancare mai nulla. Grazie per avermi insegnato tanto nella vita e per esserci sempre stati. Grazie naturalmente a tutta la mia famiglia: nonni, zii, cugini e chi purtroppo oggi non c'è più, per avermi sempre voluto bene e sostenuto.

Volevo poi ringraziare la ragazza che amo, Chiara, con la quale spero di percorrere tutta la vita. Grazie per avermi sopportato e per avermi dato sempre la forza e l'energia col tuo sorriso. Un grazie speciale va inoltre a tutti i miei amici di Santa e dintorni.

Infine un sentito ringraziamento va alle mie maestre Nicoletta e Laura e ai miei Prof. Saettone e Robertini. Siete riusciti a farmi appassionare allo studio, rendendo tutto un gioco.

Grazie a tutti voi per avermi dato la forza, anche solo col pensiero, per arrivare a questo traguardo. Ogni sfida con voi non sarà mai impossibile!

Publicazioni

I documenti elencati di seguito sono stati pubblicati o presentati per la pubblicazione durante il dottorato:

1. Carretta, M.; Cravero, C.; **Marsano, D.** “Numerical prediction of centrifugal compressor stability limit”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017*, Charlotte (USA), 26-30 giugno 2017, GT2017-63352.
2. Cravero, C.; **Marsano, D.** “Numerical prediction of stability limit in centrifugal compressors with vaneless diffuser”. *Proceedings of ISABE 2017*, Manchester (GB), 3-8 settembre 2017, ISABE 2017-21369.
3. Bardelli, M.; Cravero, C.; Marini, M.; **Marsano, D.**; Milingi, O. “Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in A Centrifugal Compressor”. *Applied Sciences*, 2019, Vol. 9, Issue 8, p. 1619.
4. Cravero, C.; **Marsano, D.** “Criteria for the stability limit prediction of high-speed centrifugal compressors with vaneless diffuser”. In preparazione.

Altre pubblicazioni:

5. Cravero, C.; **Marsano, D.** “Numerical simulation of regenerative chambers for glass production plants with a non-equilibrium heat transfer model”. *WSEAS TRANSACTIONS on HEAT and MASS TRANSFER*, 2017, Vol 12, pp. 21-29.
6. Cravero, C.; **Marsano, D.**; Spoladore, A. “Numerical strategies for fluid-dynamic and heat transfer simulation for regenerative chambers in glass production plants”. *International Journal of Mathematical Models and Methods in Applied Sciences*, 2017, Vol. 11, pp. 82-87.
7. Mahmood, M.; Traverso, A.; Traverso, A.N.; Massardo, A.F.; **Marsano, D.**; Cravero C. “Thermal energy storage for CSP hybrid gas turbine systems: dynamic modelling and experimental validation”. *Applied Energy*, 2018, Vol. 212, pp. 1240-1251.
8. Cravero, C.; **Marsano, D.** “Numerical prediction of tonal noise in centrifugal blowers”. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2018*, Oslo (N), 11-15 giugno 2018, GT2018-75243.
9. Cravero, C.; Leutcha, P.; **Marsano, D.** “CFD modelling of regenerative pre-heating systems for recycled glass raw material”. Submitted per *4TH AIGE/IEETA Int. Conf.*, 13-14 Giugno 2019.

Indice

Sommario	I
Abstract	II
Ringraziamenti	III
Pubblicazioni	IV
1 - Generalità sui compressori centrifughi	1
1.1 - Introduzione	1
1.2 - Funzionamento e descrizione dei componenti	2
1.2.1 - Girante	2
1.2.2 - Diffusore e voluta	7
1.3 - Analisi teorica delle sezioni caratteristiche della macchina	10
1.3.1 - Condotto di adduzione (0-1)	11
1.3.2 - Rotore (1-2)	12
1.3.3 - Condotti statorici a valle del rotore (2-3-4)	13
1.4 - Analisi non viscosa del flusso nella girante	15
1.4.1 - Piano meridiano	15
1.4.2 - Piano blade to blade	16
1.5 - Fenomeni viscosi	18
1.5.1 - Distacco dello strato limite.....	18
1.5.2 - Flussi secondari	20
1.6 - I compressori centrifughi per la sovralimentazione dei MCI	23
1.6.1 - Le curve caratteristiche dei compressori centrifughi	24
2 - Stabilità dei compressori centrifughi	28
2.1 - Introduzione	28
2.2 - Distinzione tra i diversi tipi di stallo rotante	30
2.3 - Vaneless diffuser rotating stall	33
2.3.1 - Calcoli teorici di stabilità	37
2.4 - Abrupt impeller rotating stall	41
2.4.1 - Modelli di previsione teorici	41
2.5 - Progressive impeller rotating stall	47
2.5.1 - Osservazioni sperimentali	48

2.6 - Vaned diffuser rotating stall	54
2.7 - Surge o pompaggio	63
3 - Metodi e approcci di calcolo CFD	66
3.1 - Introduzione	66
3.1.1 - Pre-processing	66
3.1.2 - Solver	67
3.1.3 - Post-processing	67
3.2 - Ansys CFX	68
3.3 - Il modello di calcolo Simple model	69
3.4 - Il modello di calcolo Fully 3D	71
3.5 - Il modello di calcolo Fully 3D Unsteady	72
3.6 - Il modello di calcolo Unsteady partial	73
3.7 - Il modello di calcolo Only volute	74
4 - Classificazione e caratteristiche dei compressori centrifughi considerati	76
4.1 - Introduzione	76
4.2 - Test case: Radiver	76
4.2.1 - Geometria della macchina	77
4.2.2 - Dati tecnici	80
4.2.3 - Misure sperimentali	81
4.3 - Test case: Krain	89
4.4 - Serie di compressori considerati	90
5 - Analisi di dettaglio dell'interazione rotore-statore: test case Radiver	92
5.1 - Punto di funzionamento M (stabile)	92
5.1.1 - Analisi dei piani caratteristici della macchina	92
5.1.2 - Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi stazionaria	95
5.1.3 - Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi instazionaria ...	100
5.1.4 - Configurazione del flusso all'interfaccia girante-diffusore	105
5.2 - Punto di funzionamento P1 (near surge)	111
5.2.1 - Analisi dei piani caratteristici della macchina	111
5.2.2 - Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi stazionaria	114
5.2.3 - Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi instazionaria ...	121
5.2.4 - Configurazione del flusso all'interfaccia girante-diffusore	124

6 - Sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità in compressori centrifughi con diffusore palettato	131
6.1 - Introduzione	131
6.2 - Lo stability parameter	132
6.3 - Applicazione	132
6.4 - Analisi fluidodinamica del diffusore	138
6.5 - Simulazione instazionaria completa	144
6.6 - Conclusioni	149
7 - Analisi di flusso in compressori centrifughi con diffusore non palettato in condizioni operative prossime al limite di stabilità	150
7.1 - Introduzione	150
7.2 - Lo stability parameter	150
7.3 - Validazione	151
7.4 - Analisi di flusso mediante Simple model	154
7.4.1 - Basse velocità di rotazione	154
7.4.2 - Alte velocità di rotazione	161
7.4.3 - Considerazioni	165
7.5 - Analisi di flusso mediante modello CFD 3D instazionario	166
8 - Sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità in compressori centrifughi con diffusore non palettato	174
8.1 - Introduzione	174
8.2 - Criterio dell'angolo critico	175
8.3 - Criterio della zona di ricircolazione	177
8.4 - Diffusion ratio	180
8.5 - Criterio della voluta	182
9 - Conclusioni e sviluppi futuri	185
9.1 – Sviluppi futuri	187
Bibliografia	188
Simbologia	196

1. Generalità sui compressori centrifughi

1.1. Introduzione

I compressori centrifughi rappresentano una delle due categorie in cui possono essere suddivisi i compressori dinamici, ovvero i compressori accomunati dal fatto che il fluido viene elaborato con continuità mediante palettature rotanti. Come è noto, l'altra categoria è rappresentata dai compressori assiali. Diversamente da questi ultimi, nei quali il flusso è sostanzialmente parallelo all'asse della macchina e si mantiene approssimativamente a raggio costante, nei compressori centrifughi il flusso entra assiale per poi divenire radiale, caratteristica che rende più complesso l'utilizzo di più stadi in cascata. Pur essendo la maggioranza delle macchine radiali di tipo monostadio, non sono tuttavia rare applicazioni multistadio, specialmente nell'ambito dell'industria di processo.

Una delle principali differenze presenti in queste macchine radiali è data dal fatto che è presente un incremento di velocità tangenziale che fornisce un ulteriore componente di lavoro assente nelle macchine assiali. Grazie a ciò il rapporto di compressione del singolo stadio è decisamente più alto rispetto a queste ultime, in cui è solitamente limitato a 1,2-1,6 per evitare l'insorgere di fenomeni di instabilità o l'abbattimento dell'efficienza. Nelle macchine radiali tale rapporto è solitamente compreso tra 3 e 8, ma può andare anche oltre, arrivando a 12 in alcuni modelli sperimentali (Cohen, 1996), (Meherwan, 2012). Tali compressori elaborano mediamente portate modeste (contrariamente alle macchine assiali) e hanno velocità periferiche che dipendono dal materiale utilizzato per le pale della girante: si passa dai circa 200 m/s nel caso in cui vengano impiegate leghe di alluminio, ai 500 m/s se il materiale utilizzato è una lega del titanio (Mallamo, 2008).

Uno dei principali vantaggi dei compressori radiali è la compattezza assiale, che ne ha garantito l'utilizzo generalizzato per i turbocompressori dei motori a combustione interna. In generale questo tipo di macchina è adatto a tutte quelle applicazioni caratterizzate da salti di pressione non troppi elevati (se compressore monostadio) e da portate modeste, ma che hanno esigenza di limitati ingombri assiali, di affidabilità e di un buon margine di regolazione della portata, in quanto le prestazioni delle macchine radiali sono meno suscettibili alle condizioni di funzionamento rispetto alle assiali, garantendo quindi un degradamento inferiore del rendimento in fase di regolazione.

In generale si possono individuare due grandi settori di applicazione dei compressori centrifughi:

- impiego in turbine a gas (industriali, per impianti a microturbina a gas, o aeronautiche, per piccoli motori) e nei gruppi di sovralimentazione dei motori a combustione interna (veicolistici o industriali);
- impiego nelle industrie di processo: raffinerie, impianti siderurgici, industrie chimiche e petrolchimiche, movimentazione del gas naturale ecc.

Il primo settore consente di utilizzare giranti di tipo aperto, o unshrouded, che possono tollerare velocità periferiche che possono anche superare i 500 m/s. Ciò permette di raggiungere rapporti di compressione fino a 8:1, pertanto solitamente non è necessaria la realizzazione di macchine multistadio. Il secondo settore spesso necessita di giranti di tipo con contradisco, o shrouded, al fine di limitare i flussi di trafilamento tra pala della girante e cassa: il motivo sta nel fatto che queste macchine si trovano a lavorare con i gas più diversificati e con condizioni di ingresso estremamente variabili. La conseguenza è che le

velocità periferiche devono essere limitate a circa 320 m/s, con conseguente diminuzione del rapporto di compressione del singolo stadio. Ciò comporta l'utilizzo di compressori a più stadi (Volpe, 2011).

1.2. Funzionamento e descrizione dei componenti

Un compressore centrifugo è formato essenzialmente da un rotore e un diffusore, seguito da una cassa a spirale. Il flusso entra assialmente nella girante divenendo gradualmente radiale, decelera nel diffusore che è il componente radiale, per poi essere raccolto nella cassa a spirale e uscire in direzione circonferenziale, Fig. 1.1.

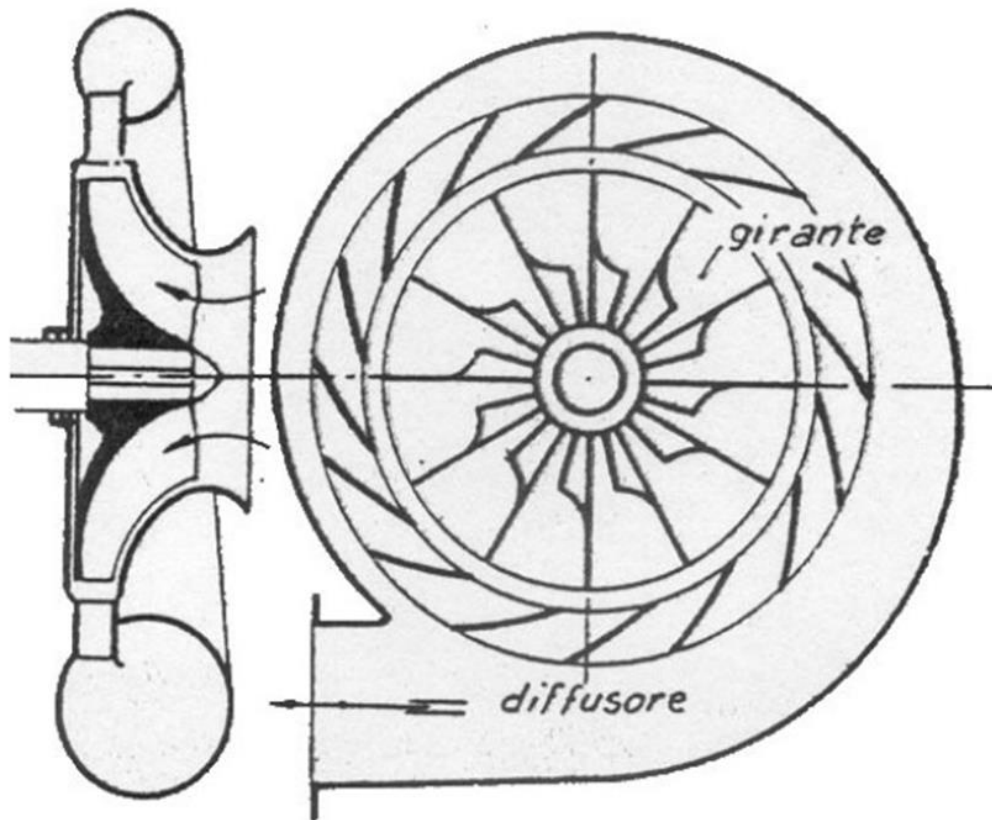


Fig. 1.1 – Viste in sezione meridiana e trasversale di un compressore centrifugo

1.2.1 Girante

Il flusso, guidato dal condotto di adduzione, giunge alla bocca di aspirazione e quindi alla girante che è formata dall'inducer (la parte iniziale della palettatura in cui il flusso arriva assiale) e dall'impeller (approssimativamente radiale), Fig. 1.2.

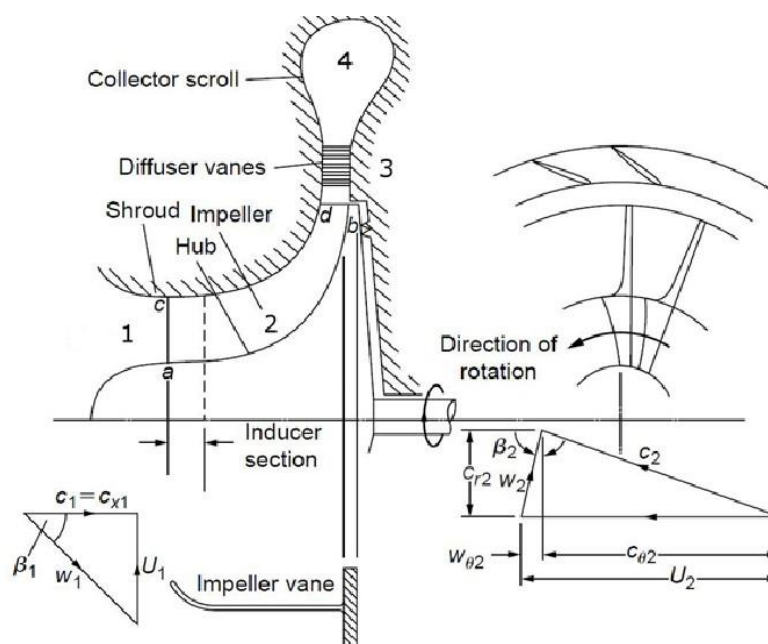


Fig. 1.2 – Componenti di un compressore centrifugo e triangoli di velocità all'ingresso e uscita del rotore

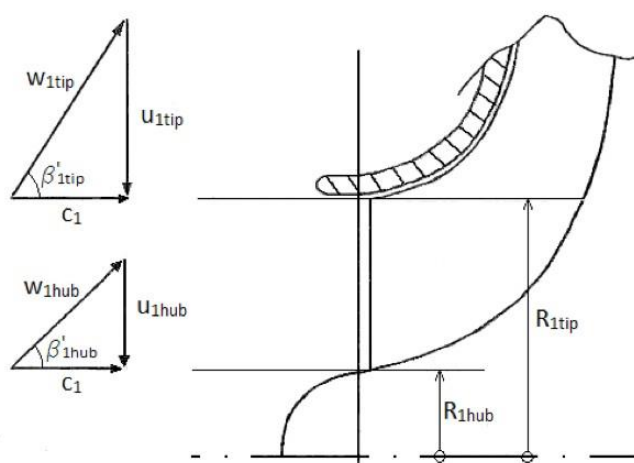


Fig. 1.3 – Triangoli di velocità a radice (hub) e apice (tip) dell'inducer

All'ingresso del rotore la velocità relativa del flusso forma rispetto all'asse di rotazione l'angolo ϕ_1 , che varia dalla radice (hub) all'apice (tip) della pala poiché anche a parità di velocità di ingresso c_1 , varia il raggio e quindi la velocità di trascinamento u , Fig. 1.3. La pala quindi deve essere svergolata per accogliere correttamente il flusso.

L'inducer è pressoché sempre utilizzato per i compressori che lavorano ad alta velocità: senza di esso si verrebbero a creare dei forti gradienti di velocità tra hub e tip della pala a causa del minore raggio di curvatura alla cassa. Questi gradienti sono indesiderati principalmente per due motivi:

- drastico abbassamento della pressione statica alla cassa con conseguente possibile separazione dello strato limite

- possibile raggiungimento delle condizioni soniche al tip.

Un inducer ben progettato dovrebbe quindi essere in grado di uniformare la pressione statica lungo lo sviluppo radiale all'ingresso del rotore. Soluzioni senza inducer sono comuni per macchine industriali che lavorano a basse velocità (specie se multistadio, in modo da ridurre l'ingombro assiale) e per molti ventilatori, per semplificare la costruzione e ridurre il costo.

In taluni casi la schiera rotorica è preceduta da un IGV, Inlet Guide Vane, che è una palettatura statorica a calettamento variabile con il compito di regolare il flusso di portata elaborato dal compressore. I compressori utilizzati nei cicli turbogas e nella sovralimentazione solitamente non utilizzano IGV, principalmente per problemi di choking all'ingresso; i compressori industriali non presentano invece questa problematica e quindi montano spesso questo componente, soprattutto nelle macchine multistadio.

Il flusso percorrendo i vani rotorici incrementa la propria velocità di trascinamento per effetto dell'aumento di raggio e vede diminuire la propria velocità relativa per effetto della deflessione della pala e quindi del suo carico aerodinamico, Fig. 1.2. In conseguenza alla conformazione del triangolo di velocità, la velocità assoluta, al contrario di quella relativa, vede invece un forte incremento all'interno dell'impeller. Si può quindi concludere che il lavoro effettuato dalla girante porta ad un innalzamento del livello energetico del fluido, che si esplica in un deciso aumento sia della pressione che dell'energia cinetica.

Le superfici di rivoluzione interna ed esterna vengono comunemente identificate con i termini anglosassoni hub e shroud. La girante può essere aperta (unshrouded), Fig. 2.4, oppure ricoperta dal contradisco (shrouded), Fig. 1.5.



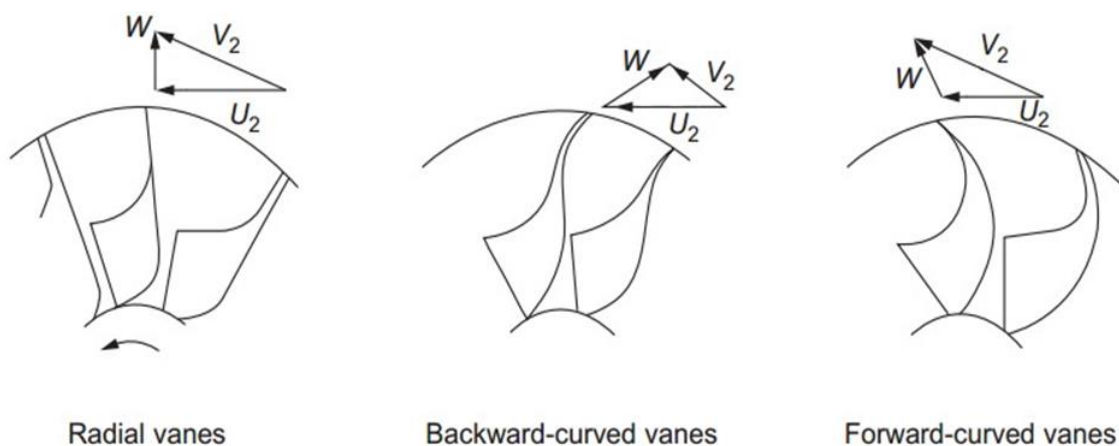
Fig. 1.4 – Girante unshrouded con splitter



Fig. 1.5 – Girante shrouded

Altro aspetto progettuale di fondamentale importanza è la scelta del tipo di impeller, Fig. 2.6. In base all'angolo di uscita della pala, è possibile individuarne tre tipi:

- radial, con pale radiali
- backward-curved, con pale rivolte all'indietro
- forward-curved, con pale rivolte in avanti



Radial vanes

Backward-curved vanes

Forward-curved vanes

Fig. 1.6 – Tipologie di impeller e relativi triangoli di velocità

La soluzione con uscita radiale è piuttosto comune, ed è adottata quando si privilegiano semplicità costruttiva e costi sulla ricerca delle prestazioni. Il rotore con pale rivolte in avanti non viene solitamente utilizzato, se non per applicazioni particolari ed estremamente spinte, ad esempio in ambito aerospaziale. La soluzione backward-curved è la migliore dal

punto di vista delle prestazioni, in quanto consente di ottenere una migliore efficienza della macchina. Ciò è dovuto a una serie di motivi (Cumpsty, 1989):

- molti impeller presentano tubi di flusso con area troppo elevata per evitare separazioni e quindi la formazione di ampie zone dissipative; le pale rivolte all'indietro riducono l'area di uscita e conseguentemente smorzano tale problema
- l'inclinazione nel senso di rotazione della girante permette di diminuire la differenza di velocità relativa tra lato in depressione e lato in pressione della pala e quindi di ridurre il carico palare
- le pale di un rotore centrifugo con uscita radiale presentano una curvatura molto marcata (angolo di deviazione nell'ordine dei 60°), decisamente superiore a quella dei compressori assiali; l'inclinazione all'indietro permette di ridurre notevolmente questa curvatura, con conseguenti miglioramenti dal punto di vista dello sviluppo dello strato limite lungo la pala e quindi una minore tendenza a separazione.

Bisogna inoltre considerare che a valle della girante vi è il diffusore: le pale di tipo backward-curved permettono, rispetto al caso di pala radiale, di diminuire le perdite per attrito grazie alla minore velocità assoluta in uscita dal rotore, come si può notare dai triangoli di velocità in Fig. 1.6. Volendo riportare una completa trattazione, bisogna notare che a una diminuzione della velocità assoluta al trailing edge della pala corrisponde anche un aumento della velocità relativa, con conseguente aumento delle perdite per attrito sulla pala. Tuttavia questa maggiore dissipazione è circoscritta a una zona limitata della pala e risulta in generale di entità minore rispetto ai miglioramenti nel diffusore. Inoltre i punti esposti in precedenza comportano complessivamente un flusso più uniforme in ingresso al diffusore, migliorandone le prestazioni.

Uno degli svantaggi conseguenti a questo tipo di scelta progettuale è la riduzione del salto di pressione, legata alla minor deflessione a cui il fluido è sottoposto. Altre problematiche sono relative al maggior momento flettente a cui la pala è sottoposta ed alla più complicata produzione in fase manifatturiera che comportano un aumento dei costi di progettazione e produzione.

Restando sempre sulla conformazione dell'impeller, spesso il rotore viene progettato con l'aggiunta di pale splitter, ovvero di pale che si sviluppano solo nella parte ormai radiale della macchina, Fig. 1.4. Questa soluzione, pur incrementando le perdite per attrito viscoso, viene in alcuni casi utilizzata principalmente per due motivi:

- per pale molto inclinate all'inducere, la riduzione dell'area di passaggio all'ingresso rotore può risultare eccessiva: in fase di progetto si può pensare di adottare metà pale complete e metà pale splitter, in modo da ridurre l'effetto di bloccaggio senza diminuire il numero totale di pale
- l'aggiunta di pale splitter risulta benefica per ridurre gli effetti dello scorrimento (slip): esso è un fenomeno non viscoso che riduce la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita dalla girante e, conseguentemente, il lavoro effettuato sul fluido.

1.2.2 Diffusore e voluta

Come detto in precedenza, il lavoro svolto dal rotore innalza i livelli di pressione e velocità assoluta. Il flusso esce quindi dalla girante ad alta velocità e normalmente con un angolo molto inclinato rispetto alla direzione radiale. Il compito del diffusore è quello di convertire la maggior parte della componente cinetica in un ulteriore incremento di pressione, decelerando il flusso.

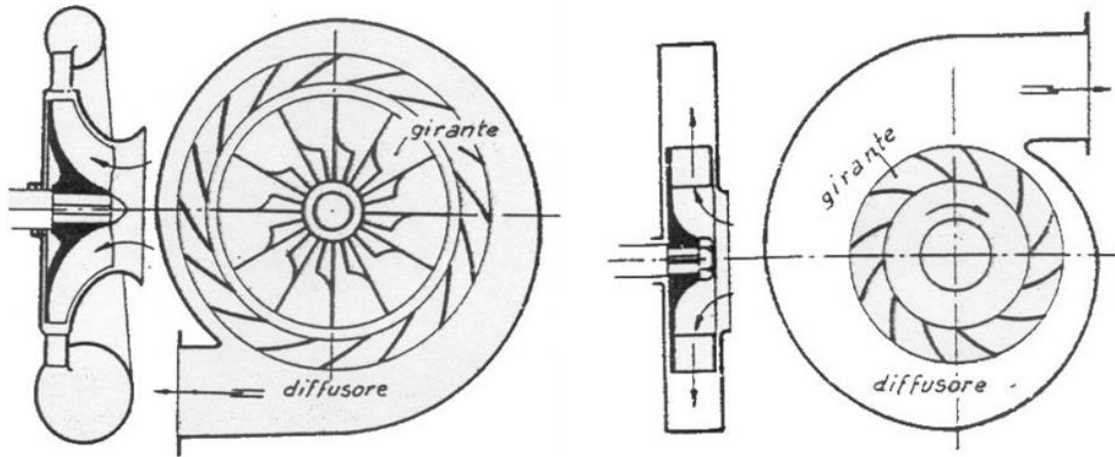


Fig. 1.7 – Schema di un compressore con diffusore palettato (a sinistra) e diffusore non palettato (a destra)

Il processo di diffusione può avvenire per diffusione libera nello spazio che circoscrive il rotore (diffusore non palettato o vaneless), o per diffusione guidata all'interno di una schiera statorica radiale (diffusore palettato o vaned); quest'ultima soluzione permette di ottenere una diffusione più efficiente e pertanto l'incremento di pressione statica può essere ottenuto in uno spazio minore, consentendo una diminuzione dell'ingombro radiale.

Una delle principali difficoltà nella progettazione e nella predizione delle prestazioni del diffusore sta nel fatto che il flusso proveniente dal rotore presenta forti disuniformità. In generale un qualsiasi diffusore risulta critico per un semplice principio fluidodinamico: è molto più difficile ottenere una decelerazione efficiente del flusso piuttosto che un'accelerazione efficiente. Nei processi di diffusione vi è infatti una naturale tendenza dello strato limite a crescere e, se tale crescita è eccessiva o troppo rapida, si può giungere alla separazione della vena fluida con conseguente formazione di vortici in prossimità della parete che, dissipando energia cinetica, riducono il recupero di pressione. Questo impone dei limiti sull'aumento di sezione che il fluido sperimenta durante la diffusione. Nei compressori centrifughi, solitamente il diffusore, palettato o meno, è caratterizzato da spessore costante e l'incremento di area è dato dall'aumento del raggio. In un diffusore vaneless il momento della quantità di moto tangenziale si conserva, ovvero:

$$\dot{m} r c_{\theta}(r) = \text{cost}_1 = \dot{m} r_{out} c_{\theta,out} \quad (1.1)$$

Dove la costante cost_1 è stata determinata applicando la stessa equazione all'uscita del diffusore, dove è noto il raggio e le componenti di velocità sono facilmente misurabili. L'equazione della continuità fornisce inoltre:

$$\rho(r)c_r(r)2\pi b(r)=cost_2=\dot{m} \quad (1.2)$$

Dove la costante $cost_2$ è pari alla portata e quindi nota.

Dalle precedenti equazioni è possibile notare come sia c_θ che c_r diminuiscano con l'aumentare del raggio, quindi anche la risultante c diminuisce. Ciò significa che nel diffusore non palettato la velocità assoluta si riduce e quindi avviene effettivamente un processo di diffusione (Gamma, 2014).

Integrando le due precedenti equazioni è possibile ottenere l'equazione della traiettoria della diffusione libera. Questa integrazione risulta analiticamente risolvibile con semplici passaggi trascurando la comprimibilità del fluido, ovvero assumendo $\rho(r)=const$. Con questa semplificazione e considerando lo spessore b del diffusore costante, il risultato che si ottiene è:

$$r(\theta) = r_2 e^{\frac{\theta}{\tan \alpha_2}} \quad (1.3)$$

con r_2 raggio di uscita dell'impeller e α_2 angolo tra la velocità assoluta e direzione radiale all'uscita dell'impeller. Questa relazione corrisponde all'equazione della spirale logaritmica, curva avente un angolo α costante fra la direzione radiale e il vettore tangente alla curva, e rappresenta la soluzione esatta della traiettoria nel diffusore non palettato per fluidi incomprimibili. Se tale ipotesi cade la traiettoria è qualitativamente simile, ma tanto più radiale quanto più gli effetti della comprimibilità sono importanti (Simoni, 2014). Quindi l'inclinazione della traiettoria dipende dall'angolo assoluto di uscita dal rotore α_2 e di conseguenza anche l'effettiva rapidità con cui il fluido diffonde; se il flusso in uscita dall'impeller è molto tangenziale, la diffusione avverrà seguendo una traiettoria più lunga perché il fluido sperimenta un minore tasso di incremento di sezione; al contrario un flusso più radiale sperimenta un incremento di sezione più incisivo e pertanto il fluido diffonde con maggiore rapidità. Nel primo caso il gradiente negativo di pressione è minore e perciò risultano minori i problemi legati a crescita ed al distacco dello strato limite, ma il maggior percorso che il flusso deve seguire comporta un innalzamento delle perdite per attrito; nel secondo caso invece si hanno limitate perdite per attrito, ma se il gradiente di pressione risulta eccessivo, può sopraggiungere il problema della separazione dello strato limite.

Se si vuole realizzare un efficace processo di diffusione cercando di minimizzare la lunghezza del condotto, l'aria uscente dalla girante deve attraversare prima una piccola porzione di diffusore non palettato e poi un diffusore palettato. Oltre a evidenti motivazioni geometriche legate alla necessità di un minimo gioco, lo spazio libero tra rotore e statore è importante per due motivi, entrambi legati all'alto numero di Mach all'uscita dell'impeller (Cohen, 1996):

- la diffusione libera permette di ridurre la velocità del flusso e quindi diminuisce il rischio di formazione di onde d'urto al leading edge della palettatura statorica;
- la diffusione libera permette di ridurre i forti gradienti circonferenziali di pressione che possono causare problemi di stress meccanico.

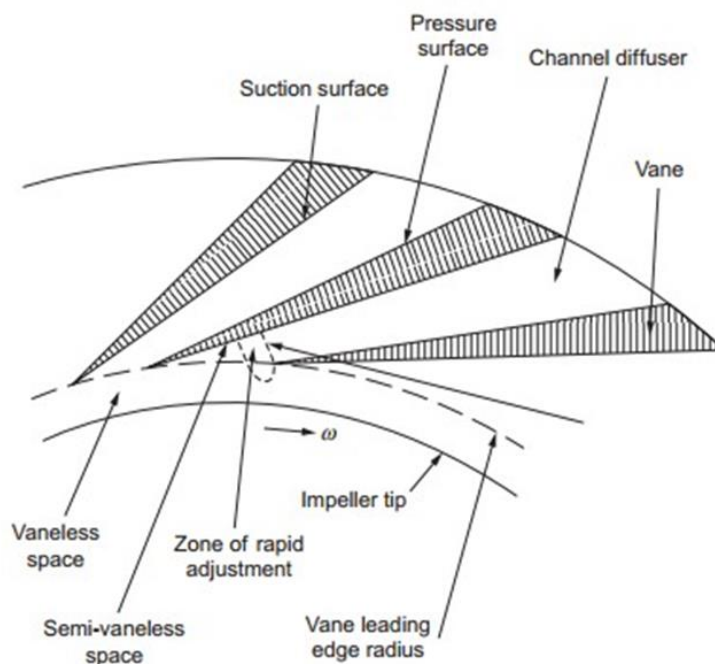


Fig. 1.8 – Notazione e regioni caratteristiche di un diffusore palettato

Per limitare le sollecitazioni vibrazionali, si progettano sempre schiere consecutive che abbiano pale in numero primo tra loro, ovvero che non abbiano fattori in comune. In questo modo si evita che le due schiere abbiano una frequenza naturale in comune e quindi che possano vibrare autoeccitandosi portando al cedimento strutturale della macchina.

Ci sono diversi tipi di diffusori palettati ed uno dei più comuni è rappresentato in Fig. 1.8, con profili statorici a cuneo, detto *wedged diffuser*. La conformazione del bordo d'uscita causa vortici a valle della pala, ma, poiché le velocità sono solitamente basse, esse sono abbastanza limitate. I motivi alla base della diffusione di questo tipo di palettatura stanno nella semplicità costruttiva e nella capacità di lavorare con flussi transonici, grazie alla conformazione del bordo d'ingresso che limita le perdite per formazione di onde d'urto. Un secondo tipo di pala è invece caratterizzato da lastre curve o, se possibile, da profili aerodinamici. Il vantaggio di questa scelta è rappresentato dal minore raggio di uscita, ma la curvatura del profilo aumenta la complessità in fase di progettazione.

Nel complesso si può affermare che, se è richiesta ampia flessibilità in fase di regolazione della portata, è consigliabile una macchina con diffusore non palettato. Infatti, cambiando il punto operativo del compressore, cambiano anche i triangoli di velocità in tutte le sezioni della macchina, per cui allontanandosi dal punto di progetto aumentano progressivamente le perdite per incidenza allo statore, come si può notare in Fig. 1.9, a meno che esso non sia a calettamento variabile (soluzione molto dispendiosa). Se invece le condizioni di lavoro sono poco variabili è preferibile l'utilizzo di diffusori palettati, che garantiscono il recupero di pressione con una minore escursione radiale del fluido.

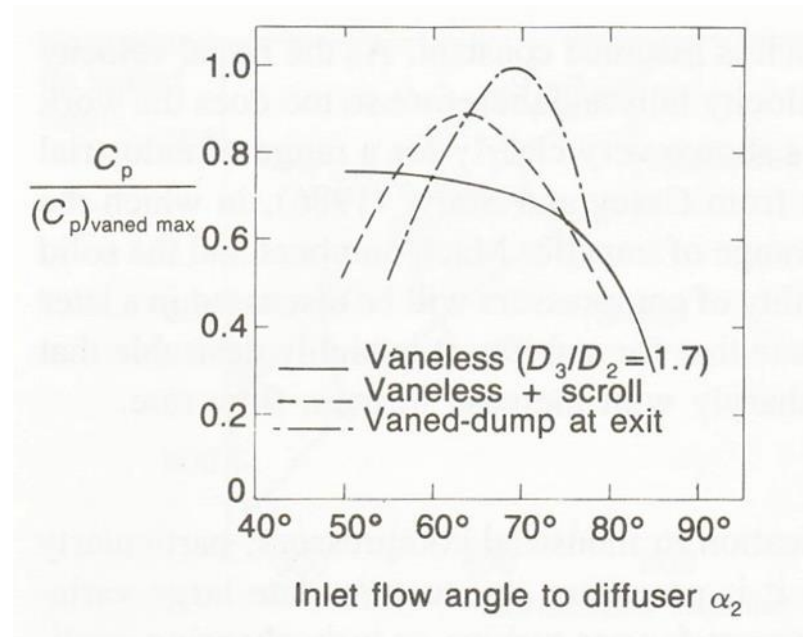


Fig. 1.9 – Coefficiente di pressione del diffusore al variare dell'angolo di ingresso α_2 per tre differenti geometrie

Una volta lasciato il diffusore, il flusso entra nella voluta dove viene ulteriormente rallentato e guidato verso l'uscita. Quest'ultimo componente in alcuni casi segue immediatamente la girante e quindi il compressore viene costruito senza diffusore. Questa pratica progettuale, che consente peraltro una decisa riduzione degli ingombri radiali, è piuttosto diffusa nei compressori a bassa velocità, in cui la semplicità costruttiva ed il basso costo sono più determinanti dello stesso rendimento fluidodinamico (Satta, 2012).

Da quanto esposto in precedenza, si può concludere che gli elementi fondamentali nello specificare la geometria del compressore, sono:

- l'utilizzo o meno dell'IGV
- la presenza e la conformazione dell'inducer
- l'utilizzo dell'impeller shrouded o unshrouded
- il tipo di pale rotoriche: radial, backward-curved o forward-curved
- l'utilizzo o meno di pale splitter
- l'utilizzo di un diffusore palettato o non palettato.

Ovviamente la scelta di una soluzione piuttosto di un'altra in fase di progettazione dipende fortemente dal tipo di impiego e dalle prestazioni richieste.

1.3 Analisi teorica delle sezioni caratteristiche della macchina

Come già introdotto nella sezione precedente, il flusso ha carattere fortemente tri-dimensionale. Tuttavia possiamo ottenere soluzioni comunque significative definendo un

modello monodimensionale che assume condizione del flusso uniformi in ben precise sezioni rette della macchina. Tali sezioni sono:

- 0) a monte della macchina
- 1) ingresso girante
- 2) uscita girante/ingresso diffusore
- 3) uscita diffusore
- 4) a valle della macchina.

1.3.1 Condotto di adduzione (0-1)

Poiché si tratta di un condotto convergente, per l'equazione di continuità la velocità aumenta passando da c_0 a c_1 . L'entalpia e la pressione si riducono rispettivamente da h_0 a h_1 e da p_0 a p_1 . Infatti per l'equazione dell'energia in forma:

$$dh_t = dQ - dL \quad (1.4)$$

e poiché non ci sono scambi di lavoro ed il processo viene assunto adiabatico, risulta $h_{t0} = h_{t1}$. Ricordando la definizione di entalpia totale $h_t = h + l/2c^2$, si ottiene:

$$h_1 - h_0 = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} \quad (1.5)$$

e poiché $c_0 < c_1$, l'entalpia si reduce al condotto di adduzione.

Integrando invece l'equazione dell'energia in forma meccanica:

$$\frac{dp_t}{\rho} = dL - dL_a \quad (1.6)$$

Con dL_a lavoro perso per attrito, è possibile ottenere il salto di pressione. L'integrazione risulta semplice nel caso di fluido incompressibile e, ricordando le definizioni di pressione totale $p_t = p + l/2c^2$, si ricava:

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho} = \frac{c_0^2 - c_1^2}{2} - L_{a01} \quad (1.7)$$

Da tale equazione si nota come la pressione diminuisca tra la sezione 0 e la sezione 1. Il lavoro perso per attrito L_a è inoltre spesso trascurato nel caso di condotto convergente.

1.3.2 Rotore (1-2)

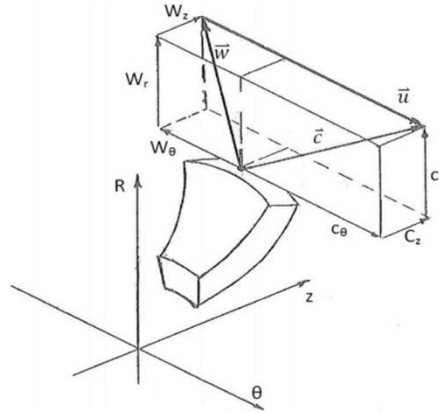


Fig. 1.10 – Triangolo di velocità all'uscita del rotore

In Fig. 1.10 è possibile apprezzare un ipotetico triangolo di velocità all'uscita del rotore. Dall'orientamento del vettore velocità relativa w rispetto alla velocità di trascinamento u , si deduce come questa schematizzazione sia qualitativamente valida per pale rivolte all'indietro.

Essendo $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$, risulta:

$$\begin{cases} c_z = w_z \\ c_r = w_r \\ c_\theta = w_\theta + u \end{cases} \quad (1.8)$$

Per lo studio del flusso all'uscita del rotore si scrive l'equazione di Eulero che governa lo scambio di lavoro:

$$L_{12} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \quad (1.9)$$

Utilizzando l'equazione dell'energia in forma termica per processi adiabatici, si ottiene:

$$h_{t2} - h_{t1} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \quad (1.10)$$

Quest'ultima mostra come l'incremento di entalpia totale del fluido sia pari alla variazione del momento angolare del flusso tra le sezioni a monte e a valle del rotore. Risulta altresì chiaro come questo incremento di entalpia totale sia ottenibile con un aumento della velocità di trascinamento u e con una deflessione del flusso assoluto nella direzione della rotazione. Sfruttando le relazioni dei triangoli di velocità è possibile inoltre scrivere la precedente relazione come:

$$h_{t2} - h_{t1} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (1.11)$$

Riordinando si ottiene:

$$h_{t2} - u_2 c_{\theta 2} = h_{t1} - u_1 c_{\theta 1} = h_{tr} = \text{cost} \quad (1.12)$$

dove si è introdotta l'entalpia totale relativa:

$$h_{tr} = h_t - uc_g = h + \frac{1}{2}(w^2 - u^2) = \text{cost} \quad (1.13)$$

che, analogamente all'entalpia totale degli organi statici, si mantiene costante durante l'attraversamento del rotore.

In analogia con quanto fatto per il condotto di adduzione, è possibile determinare il salto di pressione integrando l'equazione del lavoro in forma meccanica. Combinando l'equazione in forma meccanica con quella in forma termica e considerando un fluido incomprimibile si ottiene una semplice relazione che lega i salti di pressione e le velocità:

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} - L_{a12} \quad (1.14)$$

Se l'ipotesi di densità costante risultava sufficientemente valida nel condotto convergente, così non è ovviamente all'interno di un impeller attraversato da un fluido comprimibile, che qui sperimenta un considerevole incremento di densità. Questa relazione risulta quindi esatta per macchine che elaborano fluido incomprimibile, ma è comunque qualitativamente interessante anche nel caso di compressori centrifughi. Risulta evidente la somiglianza con la relazione dell'incremento dell'entalpia totale esposta poco sopra.

Considerando le relazioni ottenute per i salti di entalpia totale e di pressione, si può dire che l'incremento energetico del fluido può essere diviso in due contributi:

- contributo dato dalla differenza di velocità relative, ossia il carico aerodinamico sperimentato dalle pale rotoriche
- contributo dato dalla differenza di velocità di trascinamento.

Come già evidenziato in precedenza, il secondo contributo è esclusivo delle macchine radiali, nelle quali rappresenta anche la componente principale: si può indicativamente affermare che circa l'80% dell'incremento di pressione è coperto dall'aumento della velocità di trascinamento e solo il restante 20% è dato dal carico aerodinamico palare. Questo permette di raggiungere elevati rendimenti anche nel caso di forti separazioni dello strato limite. Al contrario in un compressore assiale è di fondamentale importanza evitare fenomeni di stallo, in quanto l'unico contributo al salto di pressione è dato proprio dal carico aerodinamico.

1.3.3 Condotti statorici a valle del rotore (2-3-4)

A valle del rotore, applicando l'equazione dell'energia in forma termica con l'ipotesi di trasformazioni adiabatiche, si ottiene:

$$h_{t2} = h_{t3} = h_{t4} \quad (1.15)$$

Con passaggi analoghi a quelli visti per il condotto di adduzione, si ricavano le seguenti relazioni:

$$h_4 - h_2 = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2} \quad (1.16)$$

$$\frac{p_4 - p_2}{\rho} = \frac{c_2^2 - c_4^2}{2} - L_{a23} - L_{a34} \quad (1.17)$$

Da queste risulta chiaro quale sia il compito dei componenti statorici a valle del rotore: rallentare il flusso per recuperare pressione statica. Il rallentamento nel diffusore è di fondamentale importanza anche per minimizzare le perdite per attrito nella cassa a spirale che sono proporzionali al quadrato della velocità.

Le trasformazioni fin qui esposte sono rappresentate nei diagrammi presenti in Fig. 1.11 e Fig. 1.12.

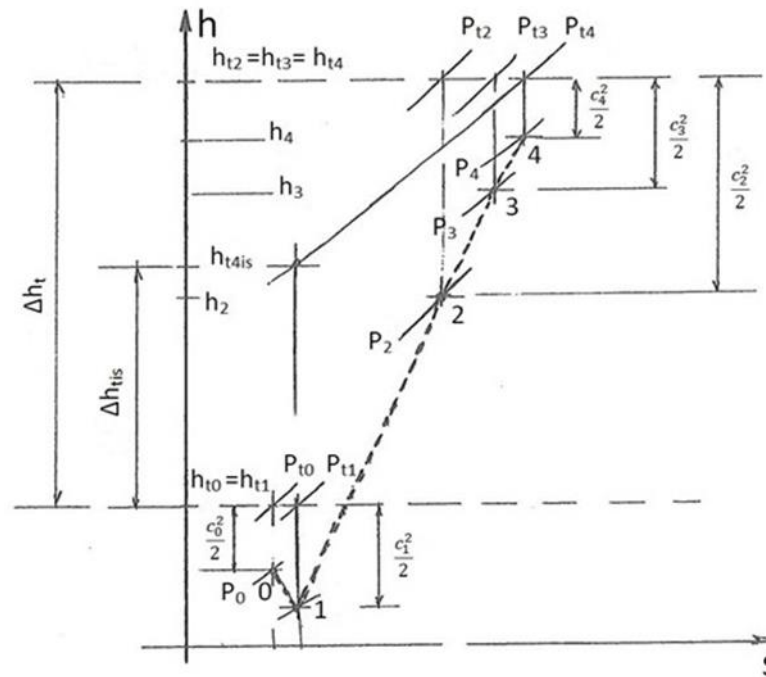


Fig. 1.11 – Trasformazioni termodinamiche nel referenziale assoluto sul piano h - s

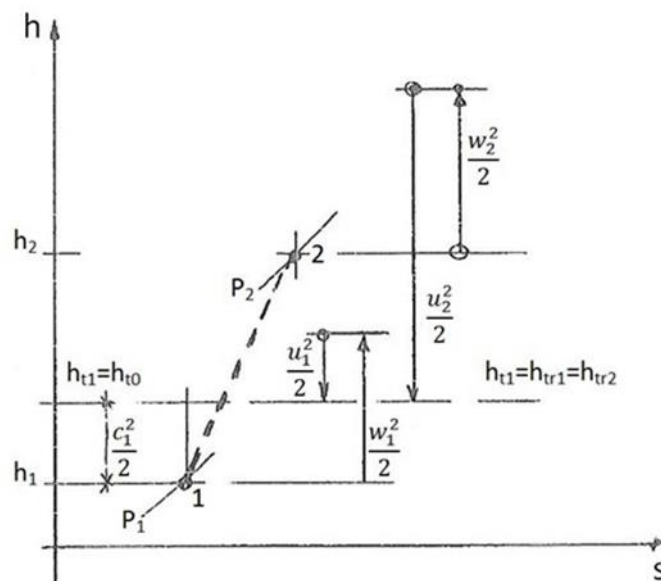


Fig. 1.11 – Trasformazioni termodinamiche nel referenziale relativo sul piano h - s

1.4 Analisi non viscosa del flusso nella girante

In questo paragrafo si vuole riportare una breve trattazione riguardante le relazioni che governano un flusso non viscoso all'interno della girante.

1.4.1 Piano meridiano

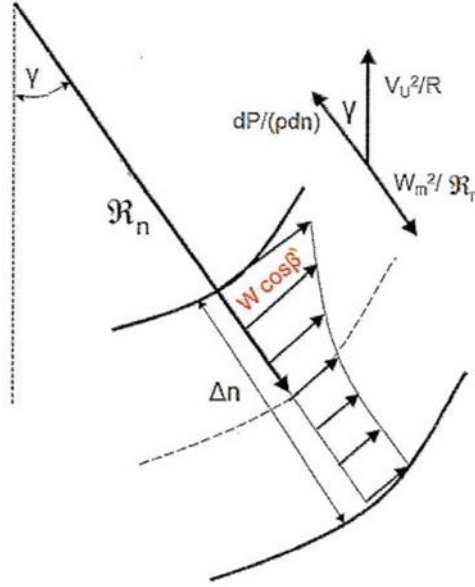


Fig. 1.13 – Piano meridiano

Trascurando la forza causata dalla svergolatura della pala, l'equilibrio delle forze lungo la direzione perpendicolare alla linea di flusso nel piano meridiano n fornisce (Van den Braembussche, 2016):

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{(w_g - \omega r)^2}{r} \cos \gamma - \frac{w_m^2}{R_n} \quad (1.18)$$

Derivando l'equazione (1.13) e sostituendo $dh = \frac{dp}{\rho}$, si trova:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = -w \frac{\partial w}{\partial n} + \omega^2 r \frac{\partial r}{\partial n} \quad (1.19)$$

Combinando le equazioni (1.18) e (1.19) si ottiene:

$$\frac{\partial w}{\partial n} = \frac{w \sin^2 \beta}{R_n} - \cos \gamma \cos \beta \left(\frac{w \cos \beta}{r} - 2\omega \right) \quad (1.20)$$

Trascurando la componente tangenziale della velocità relativa, ossia assumendo che le palettature siano dritte, $\cos \beta = 0$, l'equazione (1.20) si semplifica:

$$\frac{\partial w_m}{\partial n} = \frac{w_m}{R_n} \quad (1.21)$$

dove $w_m = w \cos \beta' = w \sin \beta$ è la componente meridiana della velocità relativa e R_n è il raggio di curvatura della linea di corrente nel piano meridiano.

L'equazione (1.21) evidenzia come la velocità meridiana alla cassa ed al mozzo sia fortemente legata alla curvatura del canale nel piano meridiano ed alla distanza tra hub e shroud. All'aumentare di questa distanza, da un lato decresce la velocità meridiana media e dall'altro, a parità di curvatura, aumenta la differenza di velocità tra cassa e mozzo. Canali larghi con piccola curvatura, quindi R_n elevato, possono quindi causare velocità molto basse o addirittura negative al mozzo. Il gradiente dipende a sua volta da w_m e quindi cambia al variare della portata.

1.4.2 Piano blade to blade

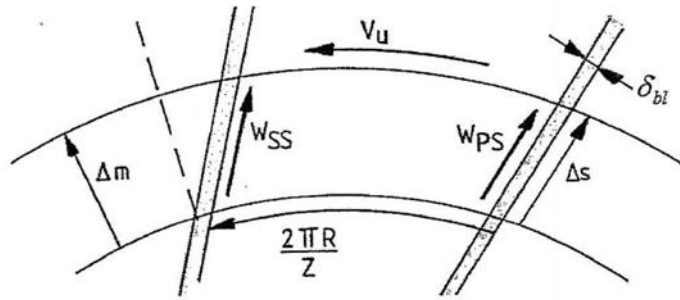


Fig. 1.14 – Piano blade to blade

La differenza tra lato in pressione e lato in depressione della pala è data da:

$$\nabla \times \vec{w} = 2\omega \quad (1.22)$$

Applicando l'equazione (1.22) ad un contorno chiuso nel piano blade to blade, si ottiene:

$$w_{ss} - w_{ps} = \sin \beta \left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\delta_{bl}}{r \sin \beta_{bl}} \right) \frac{d}{ds} \left(\omega r^2 + \frac{w_m r}{\tan \beta} \right) \quad (1.23)$$

che rielaborata diventa:

$$w_{ss} - w_{ps} = \sin \beta \left(\frac{2\pi}{Z} - \frac{\delta_{bl}}{\sin \beta_{bl}} \right) \left(\omega \frac{dr}{ds} + \frac{1}{r} \frac{d}{ds} \frac{w_m r}{\tan \beta} \right) \quad (1.24)$$

dove δ_{bl} è lo spessore locale della pala, s è la coordinata locale della linea di corrente, β è l'angolo relativo del flusso e β_{bl} è l'angolo costruttivo della pala che vengono misurati rispetto alla direzione tangenziale.

Dall'equazione (1.24) è possibile dedurre alcune importanti osservazioni relative alle scelte progettuali:

- il carico è influenzato dal numero di pale adottate Z e dalla distanza palare, ovvero al diminuire di Z il carico aerodinamico aumenta
- fissato il numero di pale, il carico aerodinamico è determinato dalla variazione di raggio e dal cambio di direzione del flusso nel piano blade to blade.

Focalizzandosi sulla variazione della direzione del flusso, si può notare che $\tan\beta_{bl}$ assume valori negativi per $90^\circ < \beta < 180^\circ$, ovvero quando si utilizzano palettature rotoriche backswept, pertanto tale scelta progettuale permette di ridurre il carico aerodinamico. Questo risultato è intuitivo pensando alla fisica del flusso: mentre il fluido sul lato in pressione scorre su una superficie convessa e sperimenta un'accelerazione locale, sul lato in depressione il flusso scorre su una superficie concava con una conseguente decelerazione. Il risultato è una diminuzione della differenza di velocità tra suction side e pressure side.

Le relazioni trovate per il piano meridiano, equazione (1.21), e per il piano blade to blade, equazione (1.24), esprimono i gradienti di velocità lungo le due superfici principalmente utilizzate nelle turbomacchine; le due relazioni non sono disaccoppiate poiché la superficie su cui la è applicata la seconda equazione è il risultato della prima, mentre il risultato della seconda equazione fornisce la componente tangenziale della velocità richiesta per la prima.

L'analisi qualitativa delle relazioni precedenti permette di giungere ad interessanti valutazioni relative alla distribuzione del carico e del flusso non viscoso nel canale rotorico:

- il carico aumenta progressivamente lungo l'impeller per l'aumento della distanza tra le pale, termine $\frac{2\pi r}{Z}$ e per il crescente effetto della forza di Coriolis, termine $\omega \frac{dr}{ds}$, che si annullerà al bordo di uscita per soddisfare la condizione di Kutta
- attraverso la girante la componente meridiana della velocità aumenta considerevolmente allo shroud e nel caso in cui la distanza tra cassa e mozzo sia elevata e la curvatura di quest'ultimo sia limitata, si può riscontrare una riduzione della w_m
- Vicino all'ingresso il carico è maggiore all'apice della pala per due ragioni:
 - all'inducere il flusso relativo è più tangenziale alla cassa rispetto al mozzo a causa della differente velocità di trascinamento e questo comporta alla cassa una maggiore deflessione effettuata in uno spazio minore
 - essendo $R_{Ishroud} > R_{Ihub}$ si deduce che la distanza palare aumenti dalla radice all'apice della pala
- all'uscita del rotore la differenza di velocità tra hub e tip si annulla: imponendo la condizione di canale radiale nell'equazione (1.20), $R_n \rightarrow \infty$ e $\gamma = 90^\circ$, si ottiene

$$\frac{\partial w}{\partial n} = 0$$

Il fatto che il carico nell'ultima parte della pala debba ridursi gradualmente fino ad annullarsi è alla base di un importante fenomeno non viscoso noto come slip. Poiché il carico aerodinamico è il risultato di un bilancio di forze sulla pala, ne segue che una riduzione dello stesso causa uno sbilancio aerodinamico; in particolare la forza alla quale è

sottoposto il fluido non è più tale da riuscire a seguire la pala: ciò genera uno scorrimento del flusso relativo in uscita dalla girante nel verso della rotazione.

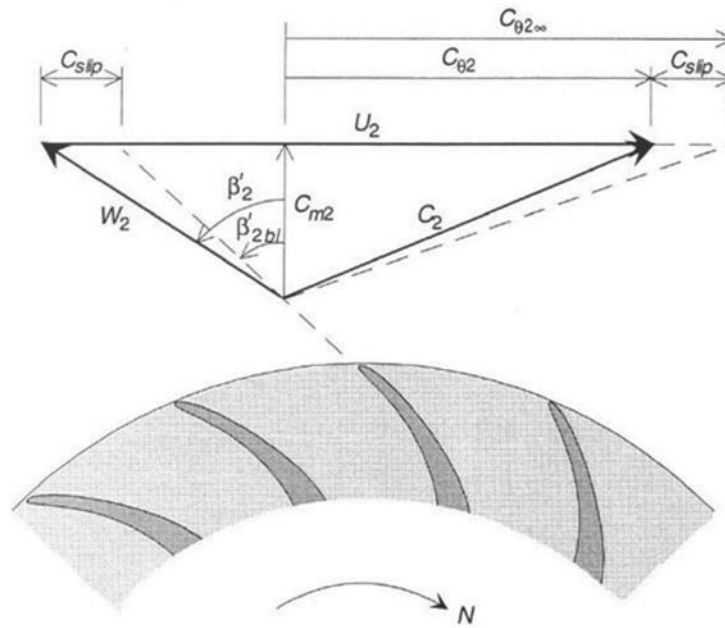


Fig. 1.15 – Effetto dello slip

Un altro modo di descrivere il problema è stato proposto da Stodola. Considerando un vano interpalare, la velocità meridiana non è costante lungo la direzione circonferenziale, infatti il carico aerodinamico fa sì che la velocità sia maggiore al lato in depressione e minore al lato in pressione. Questo andamento di velocità può essere visualizzato come la somma di una componente media e di un vortice controrotante. Questo vortice controrotante va ad accrescere la componente tangenziale della velocità relativa nella direzione opposta alla rotazione del compressore. Come visibile in Fig. 1.15, la componente tangenziale della velocità assoluta diminuisce e quindi il lavoro effettuato sul flusso è minore. Si definisce il fattore di scorrimento:

$$\sigma = \frac{c_{g2}}{c_{g2\infty}} \quad (1.25)$$

dove $c_{g2\infty}$ è la componente tangenziale della velocità assoluta in assenza di slip.

1.5 Fenomeni viscosi

1.5.1 Distacco dello strato limite

Se il flusso è in equilibrio, nello strato limite deve essere soddisfatta la seguente relazione:

$$F_p = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{w^2}{R_c} = F_{curv} \quad (1.26)$$

oppure

$$F_p = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} = 2\omega w_R = F_{cor} \quad (1.27)$$

dove n è la direzione perpendicolare alla parete considerata, w è la velocità relativa nello strato limite, R_c è il raggio di curvatura della linea di corrente, F_p è la forza causata dal gradiente di pressione, F_{curv} e F_{cor} sono rispettivamente la forza causata dalla curvatura locale e la forza di Coriolis.

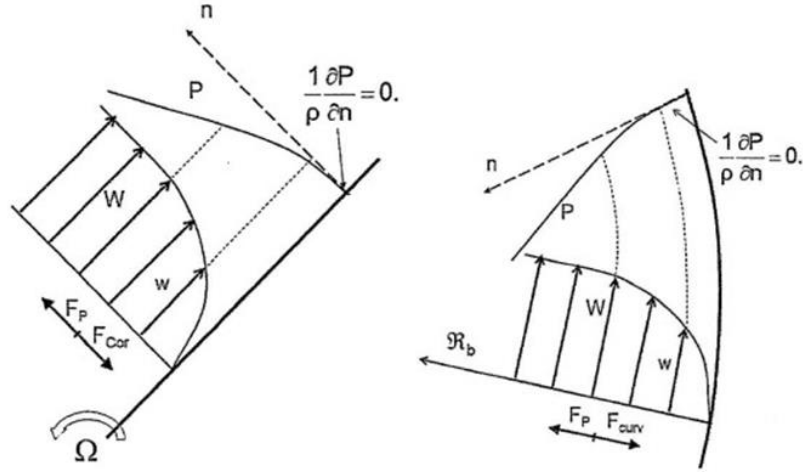


Fig. 1.16 – Distribuzioni di p e w perpendicolari al lato in pressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dell'hub di un impeller (a destra)

Per le equazioni (1.26) e (1.27), il gradiente di pressione lungo n dipende dalla velocità relativa locale ed aumenta con la distanza dalla parete. Se una particella che si trova nel flusso principale si muove verso la parete nelle condizioni espresse da Fig. 1.16, essa presenta un eccesso di forza dinamica (F_{curv} o F_{cor}) rispetto alla forza derivante dal gradiente di pressione della nuova posizione (F_p): l'equilibrio non è più rispettato e si ha $F_p < F_{curv}$ o $F_p < F_{cor}$; per questo motivo la particella ad alta energia non torna nella sua posizione originale ma tende ad andare verso la parete. Al contrario, se una particella dello strato limite tende ad allontanarsi dalla parete, si trova con un difetto di forza dinamica ($F_p > F_{curv}$ o $F_p > F_{cor}$) facendo sì che la particella tenda ad allontanarsi ulteriormente dalla parete. Quindi, nei lati in pressione delle pale e nella superficie di hub dell'impeller, si ha complessivamente un grosso scambio di energia tra il flusso principale e lo strato limite, che risulta continuamente alimentato da particelle ad alta velocità: lo strato limite risulta turbolento e sarà quindi difficilmente affetto da separazione.

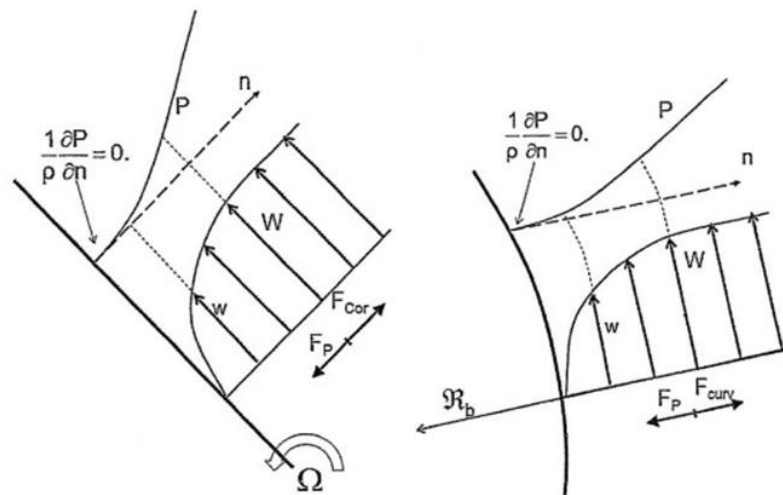


Fig. 1.17 – Distribuzioni di p e w perpendicolari al lato in depressione di una pala (a sinistra) ed alla superficie dello shroud di un impeller (a destra)

Facendo riferimento al caso di Fig. 1.17, il comportamento è opposto a quello descritto precedentemente. Una particella a bassa energia che si allontana dalla parete si trova in una zona con un maggiore gradiente di pressione rispetto al punto di partenza, facendo sì che venga nuovamente spinta nella posizione di partenza. Una particella ad alta energia che dal flusso principale si sposta verso la parete, si trova in una zona con un gradiente di pressione insufficiente a pareggiare la sua forza dinamica che tende a riportarlo alla posizione originale nel flusso principale. Si può facilmente capire come le posizioni delle particelle nello strato limite risultino in un certo modo congelate, causando uno strato limite poco turbolento e quindi più propenso alla separazione.

Si può quindi concludere che nei compressori centrifughi il rischio di separazione è più elevato sul lato in depressione delle pale e alla parete di shroud, zone nelle quali lo strato limite tende a essere più laminare.

1.5.2 Flussi secondari

Il moto del flusso attraverso i canali palari di una turbomacchina non è mai bi-dimensionale, a causa sia di disuniformità nel flusso in ingresso sia della distorsione introdotta dalla deflessione tangenziale. Data la complessa geometria dei compressori centrifughi e il loro principio di funzionamento basato sull'azione rotatoria, il campo di moto e di pressione che si viene a creare all'uscita dell'impeller è fortemente tridimensionale. In generale questi effetti secondari si presentano sotto forma di vortici e, a seconda della loro entità e del punto di funzionamento della macchina, possono alterare il flusso principale. La formazione di questi flussi secondari è frutto di uno squilibrio dinamico che si verifica all'interno della macchina: le zone a bassa quantità di moto in prossimità o all'interno dello strato limite di parete non sono più in equilibrio con il campo di pressione che si sviluppa all'interno del canale palare. Questo provoca la migrazione ed il distacco di porzioni di fluido a basse velocità lungo la pala, trascinate dai gradienti di pressioni secondo la loro direzione.

I primi studi sui flussi secondari all'interno degli impeller vennero condotti su pompe idrauliche da Carrard (1923) che, grazie a visualizzazioni del flusso e a misure sperimentali, poté provare l'esistenza di un flusso separato all'uscita della girante. Carrard definì all'interno del flusso due zone, "le Jet et la zone neutre" che appare essere la prima descrizione del modello "jet and wake". Evidenze di flusso non uniforme tra hub e shroud furono presentate anche da Kearton (1933), ma gli studi dei flussi tridimensionali dell'impeller non iniziarono prima degli anni '50. In questi anni infatti apparvero numerosi articoli che cercavano di analizzare le strutture vorticosi all'uscita dell'impeller adottando però un approccio non viscoso. Il primo vero modello "jet and wake" venne presentato da Dean e Senoo (1960), nel quale il flusso era considerato bidimensionale ed il canale palare era diviso nella direzione circonferenziale. Conferma del flusso fortemente non uniforme all'uscita della girante fu data anche nel lavoro di Fowler (1968), che strumentando un grande impeller e facendolo girare lentamente, poté osservare un campo di pressione e velocità non conforme con la teoria a potenziale. Tuttavia, le più importanti analisi sperimentali vennero effettuate al DFVLR in PorzWahn (Germania), facendo misurazioni tramite anemometro a laser. Le prime misure furono condotte da Eckardt (1975); successivamente sempre nello stesso laboratorio, vennero condotte altre prove su un compressore più moderno ed efficiente (Krain, 1988). Negli anni successivi una serie di molti autori condussero esperimenti proprio sugli impeller come nel lavoro di Fagan e Fleeter (1992), che misurarono le velocità in uscita con un laser velocimeter e un encoder circolare, e nei lavori di Hathaway et al (1992) che adottarono sempre misure a laser. Accanto a ricerche sperimentali si cercò di costruire modelli matematici che cercassero di predire l'evoluzione del flusso. In particolare nel lavoro di Horlock e Lakshminarayana (1973) vennero derivate le equazioni per lo sviluppo della vorticità in un sistema stazionario rotante. Una soluzione analitica a queste equazioni fu sviluppata da Smith (1957) e perfezionata da Hawetorn (1974). Studi più recenti (Denton, 1986), (Dawes, 1995) cercarono di costruire un modello 3D del flusso viscoso in un compressore industriale. L'avvento della simulazione numerica fu decisivo e permise di sviluppare modelli sempre più accurati, come mostrano successivi studi (Chriss et al, 1996), (Hirsch et al, 1996) e (Kang e Hirsch, 2001).

L'equazione che descrive la crescita della vorticità Ω_s lungo una linea di corrente nel flusso relativo è stata sviluppata da Smith e perfezionata da Hawthorne e si presenta nella seguente forma:

$$\frac{\partial}{\partial s} \frac{\Omega_s}{w} = \frac{2}{\rho w^2} \left(\frac{1}{R_b} \frac{\partial p_{tr}}{\partial n} + \frac{1}{R_n} \frac{\partial p_{tr}}{\partial b} + \frac{\omega}{w} \frac{\partial p_{tr}}{\partial z} \right) \quad (1.28)$$

Dove s è la coordinata lungo la linea di corrente, n è la coordinata perpendicolare alla linea di corrente nel piano meridiano, b è la coordinata perpendicolare alla linea di corrente nel piano blade to blade, z è la coordinata assiale, R_b e R_n sono i raggi di curvatura nelle direzioni b e n .

Considerando che nello strato limite la pressione si mantiene circa costante, ricordando che la pressione totale relativa è costante nell'impeller per un flusso non viscoso e trascurando le variazioni di u nello spessore dello strato limite, si può concludere che la variazione di p_{tr} è data principalmente dal termine di w^2 . Con tali ipotesi e sostituendo nell'equazione (1.28) la definizione di pressione totale relativa si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial s} \frac{\Omega_s}{w} = \frac{2}{\rho w^2} \left(\frac{1}{R_b} \frac{\partial w}{\partial n} + \frac{1}{R_n} \frac{\partial w}{\partial b} + \frac{\omega}{w} \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (1.29)$$

che collega il tasso di crescita della vorticità con il gradiente della velocità relativa. Le equazioni (1.28) e (2.29) mettono in evidenza tre termini principali:

- il primo termine esprime la crescita della vorticità dovuta alla deflessione del fluido nel piano blade to blade; è alla base della generazione del passage vortex (PV). Questo è generalmente più forte nella prima parte dell'impeller, dove R_b è minore per la maggior curvatura della pala. Poiché la velocità relativa è più alta allo shroud che al hub e poiché qui lo strato limite è più spesso, si avranno dei gradienti $\frac{\partial w}{\partial n}$ più elevati in prossimità della cassa e quindi si formerà un vortice di forza maggiore.
- il secondo termine esprime la crescita della vorticità dovuta alla deflessione del fluido nel piano meridiano; è alla base della generazione del blade surface vortex (BSV). Esso si genera nella zona in cui il canale curva dalla direzione assiale verso quella radiale, svanendo progressivamente verso l'uscita. La sua influenza è maggiore alla cassa a causa della maggiore curvatura meridiana rispetto al mozzo. Poiché nella prima parte dell'impeller la velocità relativa è maggiore nel lato in depressione, il gradiente $\frac{\partial w}{\partial b}$ sarà maggiore nello strato limite della suction side, dove sono previsti quindi più estesi BSV.
- il terzo termine ha origine dalle forze di Coriolis ed assume importanza nella parte radiale dell'impeller; è alla base della generazione del Coriolis vortex (CV). Esso si genera negli strati limite di hub e shroud nella parte radiale dell'impeller, dove si ha un gradiente assiale di velocità relativa.

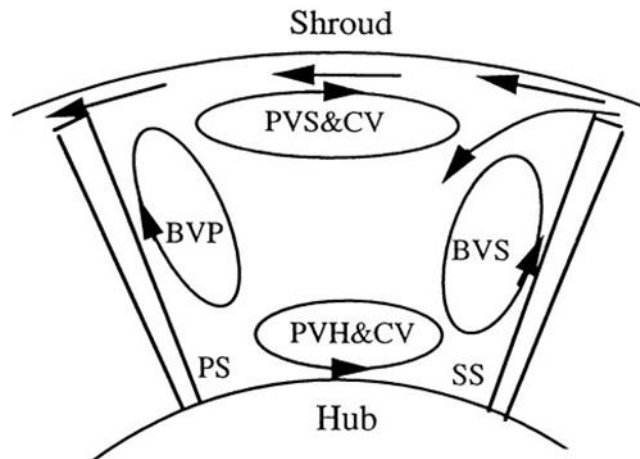


Fig. 1.18 – Combinazioni dei vortici nel canale palare

Dalla Fig. 1.18 si può notare come la vorticità di Coriolis e il vortice di passaggio abbiano una influenza simile sul flusso, trasportando fluido a bassa energia dal lato in pressione al lato in depressione. Il blade surface vortex invece trasporta fluido lungo la pala, dalla cassa verso il mozzo. Si può notare come le due coppie di vortici BVP - PVS&CV e PVH&CV- BVS agiscano in modo da trasportare il flusso dello strato limite dal hub del lato in

pressione allo shroud del lato in depressione (Kang e Hirsch, 2001). In questa zona si avrà quindi un accumulo di flusso a bassa energia. La struttura del flusso che si viene a creare viene denominata jet-wake poiché la migrazione dei flussi fa sì che in prossimità della parete di shroud si tenda a generare una zona di jet sul lato in pressione ed una zona di wake sul lato in depressione. Quest'ultima occupa spesso una consistente porzione del canale, anche per l'effetto del tip leakage vortex che inietta flusso tangenziale al di sopra della pala dal lato in pressione a quello in depressione.

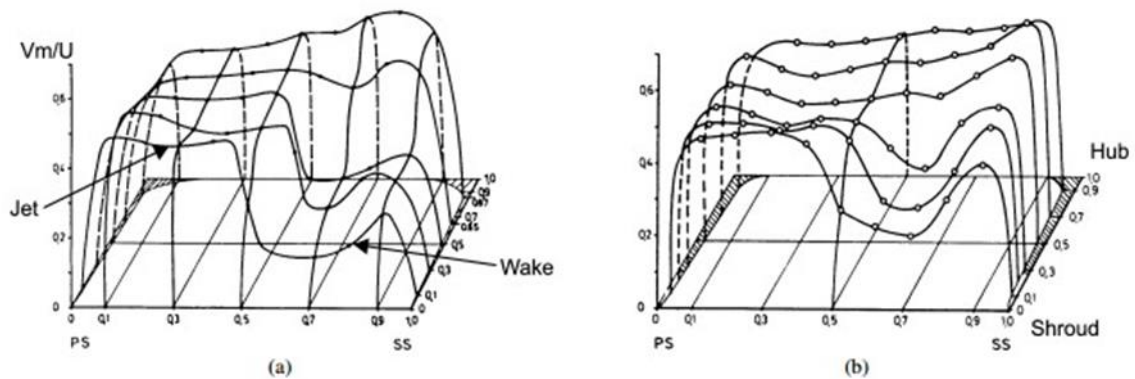


Fig. 1.19 – Velocità meridiana all'uscita dell'impeller: radiale (sinistra) e backswept (destra)

Come si può notare in Fig. 1.19, la configurazione a jet-wake ad uscita radiale presenta una tendenza della velocità relativa nel lato in pressione a restare costante lungo l'altezza di pala, mentre nel lato in depressione si ha una progressiva diminuzione della velocità avvicinandosi verso la cassa, con la generazione di una zona a bassa quantità di moto che occupa quasi metà canale. La configurazione con uscita backswept invece presenta un buco di velocità meno accentuato e meno spostato verso il lato in depressione, grazie al cambio di curvatura della pala che permette di ridurre il carico aerodinamico e cambia il verso della vorticità legata al vortice di passaggio.

1.6 I compressori centrifughi per la sovralimentazione dei MCI

In un'era in cui si è presa coscienza che lo stile di vita nei paesi industrializzati comporta uno sfruttamento delle risorse naturali non a lungo sostenibile ed una produzione eccessiva di composti dannosi per l'ambiente, risulta necessario per tutti i settori dell'ingegneria e della produzione industriale muoversi verso soluzioni che siano ecosostenibili. Rivolgendo l'interesse al settore dei trasporti terrestri, vengono considerate come fonti di inquinamento principali le emissioni allo scarico dei motori a combustione interna alternativi. I recenti accordi in ambito internazionale, volti alla riduzione delle emissioni allo scarico delle macchine motrici sopracitate, spingono i produttori di tali mezzi propulsivi a soluzioni costruttive innovative. In particolare, facendo riferimento agli MCI per autotrazione si può affermare che si è spettatori della una nuova filosofia progettuale del downsizing dei motori, ovvero un'operazione di riduzione della cilindrata di un MCI. Infatti è attraverso questa strada che si rende possibile la riduzione dei consumi di combustibile e quindi delle emissioni. Tuttavia deve essere tenuto ben presente che nonostante questa riduzione di cilindrata, per esigenze di mercato deve essere possibile ottenere dai motori stessi valori di

potenza erogata simili a quelli che caratterizzano gli MCI fino ad ora prodotti. La soluzione è stata trovata attuando delle procedure di sovralimentazione dei motori a combustione interna. Infatti attraverso un MCI di taglia inferiore sovralimentato, è possibile ottenere un minor consumo di combustibile a parità di potenza massima erogabile, in tutte le condizioni di funzionamento.

1.6.1 Le curve caratteristiche dei compressori centrifughi

Le prestazioni dei compressori centrifughi vengono solitamente rappresentate per mezzo di due mappe caratteristiche: una raffigura l'andamento del rapporto di compressione al variare della portata di fluido per diversi valori del regime di rotazione della macchina, l'altra mostra gli andamenti del rendimento al variare della portata per diversi regimi di rotazione della macchina.

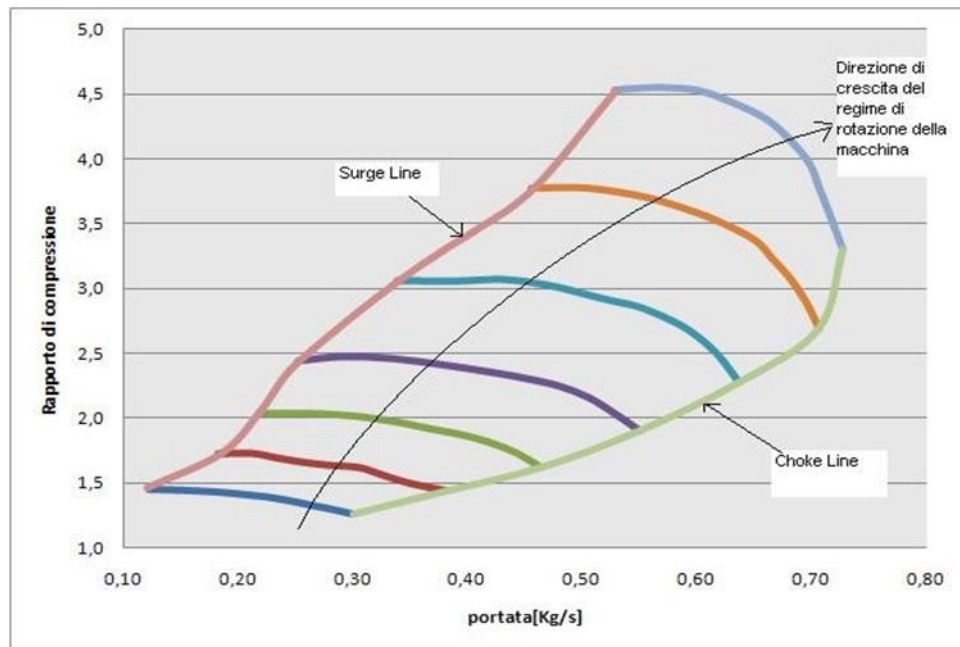


Fig. 1.20 – Tipico andamento del rapporto di compressione in funzione della portata

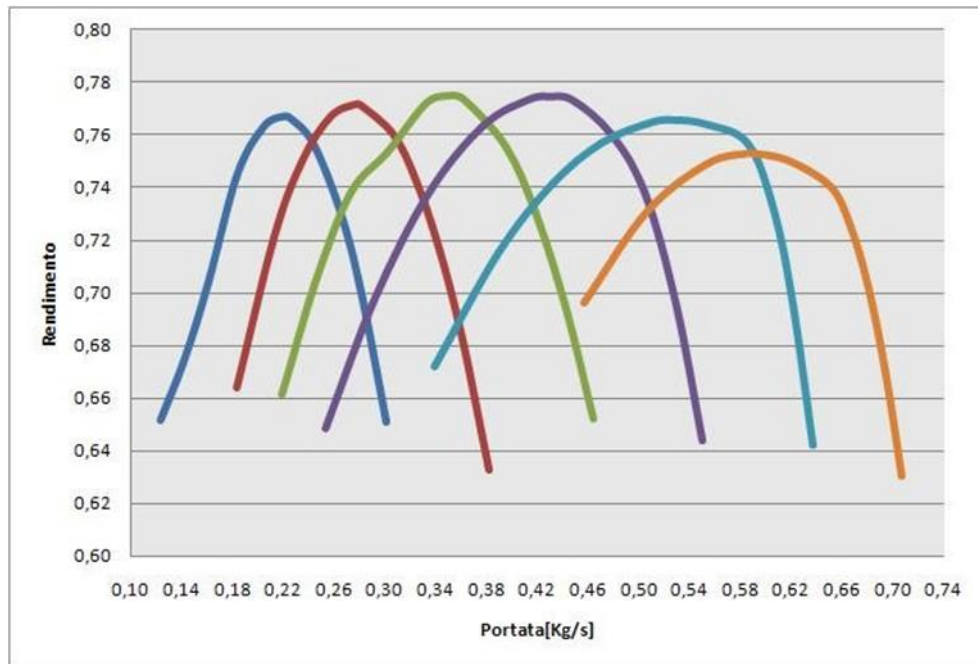


Fig. 1.21 – Tipico andamento del rendimento in funzione della portata

Nella Fig. 1.20 sono evidenziate due particolari curve: la linea di pompaggio (surge line) e la linea di bloccaggio (choke line). Entrambe delimitano il campo di funzionamento della macchina, cioè forniscono per ogni valore del rapporto di compressione, i limiti all'intervallo di portate in cui essa può operare. La surge line rappresenta il confine tra la zona di funzionamento stabile ed instabile della macchina: a sinistra di tale curva si verificano delle condizioni di instabilità dovute a stallo rotante o a fenomeni di pompaggio. La choke line è rappresentativa del fenomeno del bloccaggio della portata, legata al raggiungimento delle condizioni soniche. La posizione e la forma di queste due curve può essere indicativamente prevista andando ad agire sui vari componenti costitutivi della macchina. Per ciò che riguarda la linea di bloccaggio, un accorgimento che può essere utilizzato al fine di non ridurre i valori di portata ai quali essa si presenta ed avere un flusso sufficientemente guidato, consiste nell'adottare rotor con pale splitter. Un altro modo per modificare la posizione della linea di pompaggio e della linea di bloccaggio è legato alla scelta del trim del rotore. Il trim è una grandezza tipica della girante la cui espressione analitica è la seguente:

$$TRIM = \left(\frac{R_m^2}{R_{out}^2} \right) 100 \quad (1.30)$$

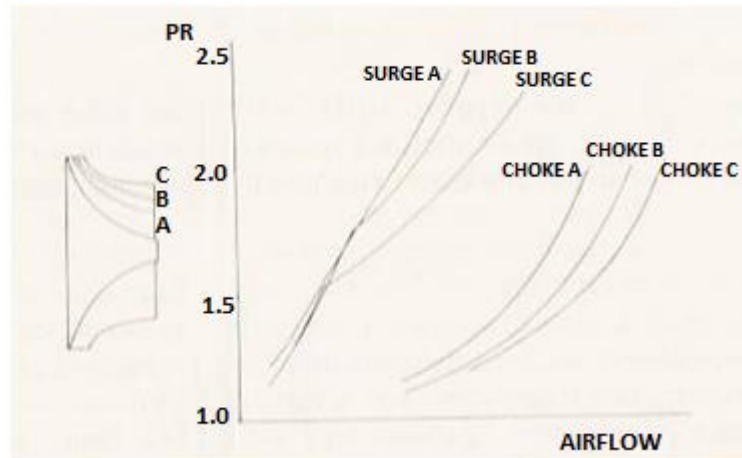


Fig. 1.22 – Effetto del trim sulle curve caratteristiche

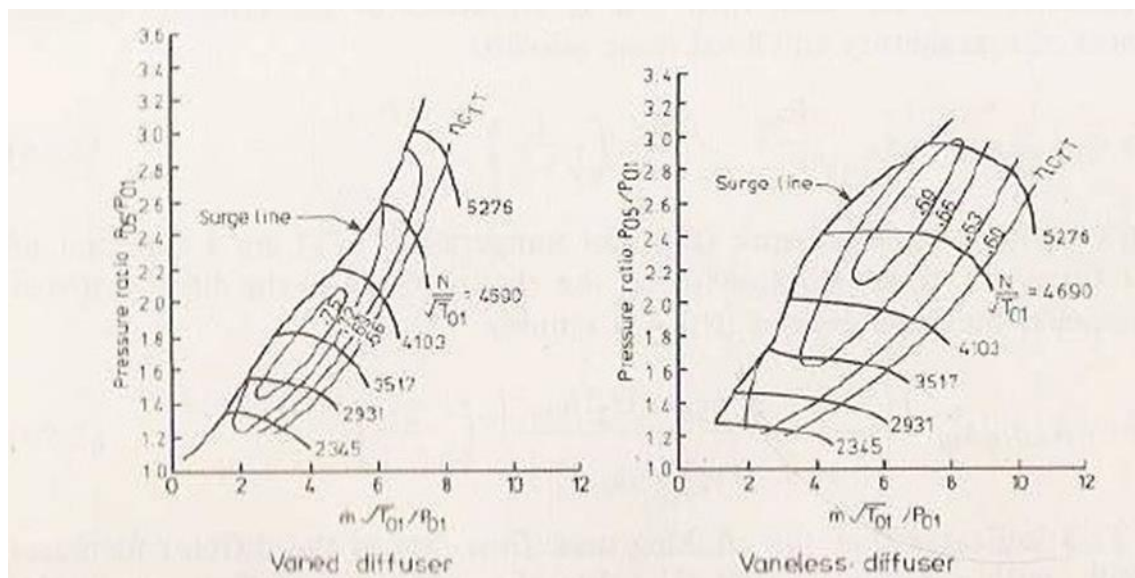


Fig. 1.23 – Mappe di compressori vaned ed unvaned

In Fig. 1.22 è possibile notare come si modificano le curve limite al variare di tre diversi valori del trim. Anche la scelta del tipo di diffusore ha di fatto influenza sull'ampiezza del possibile campo di funzionamento della macchina. In Fig. 1.23 si può infatti osservare come l'adozione di un diffusore palettato limiti maggiormente i valori di portata ammissibili per un dato valore del rapporto di compressione rispetto al caso di diffusore non palettato. L'effetto appena evidenziato è facilmente osservabile sia nella zona in prossimità della surge line che in quella della choke line. Per bassi valori di portata, la riduzione della zona ammissibile che si ha utilizzando il diffusore palettato, è giustificata dal raggiungimento della condizione di stallo della palettatura. Per alti valori di portata invece, la riduzione dei valori massimi si giustifica con la sezione minima di passaggio del fluido ridotta, in virtù della presenza della palettatura del diffusore. Inoltre, l'utilizzo di un diffusore palettato permette il raggiungimento di un'efficienza maggiore, pertanto tale

scelta risulta più idonea in quelle applicazioni dove non si opera in ampi intervalli di condizioni di funzionamento.

Risulta a questo punto importante sottolineare che le modifiche alle posizioni assunte dalle curve limite fino ad ora presentate, sono rese possibili mediante soluzioni che devono essere valutate in fase di progetto della macchina. Infatti, una volta definiti i componenti, la posizione delle curve risulterà fissata. Per completezza si riportano anche due metodologie che permettono di modificare tali curve anche a macchina già assemblata: IGV e geometria variabile. Tali soluzioni però vengono scarsamente impiegate nelle applicazioni automotive a causa delle problematiche in fase di progettazione e per il necessario utilizzo di sistemi di controllo dedicati che aumentano notevolmente i costi.

Quindi le principali caratteristiche delle curve prestazionali dei compressori centrifughi possono essere sintetizzate come segue:

- conformazione delle curve iso-velocità poco pendenti vicino alla surge line
- rapporto di compressione massimo legato alla velocità di rotazione della macchina
- presenza della zona di instabilità che rende impossibile ottenere alti rapporti di compressione con basse portate
- andamento del rendimento decrescente avvicinandosi alle curve limite.

2. Stabilità dei compressori centrifughi

2.1 Introduzione

Uno dei principali target dei compressori centrifughi è quello di avere un ampio range di funzionamento. Tale range è limitato dall'insorgere di fenomeni di instabilità, surge, o dal raggiungimento delle condizioni soniche, choking. Peraltro il range operativo di un compressore centrifugo ad elevati rapporti di pressione può anche essere limitato da vibrazioni risultanti dallo stallo rotante e della dinamica del rotore (Bonciani et al, 1980).

La maggior parte dei metodi per la previsione del choking sono relativamente accurati, invece per individuare la portata di fluido minima accettabile vi sono forti discrepanze. Ciò è dovuto principalmente alla complessità dei fenomeni che sono interessati ed all'interazione tra le differenti sorgenti di instabilità. Sebbene i fenomeni di surge e di stallo sono intrinsecamente diversi, spesso tali parole vengono comunemente usate per descrivere lo stesso fenomeno instabile. Pertanto è necessaria una definizione chiara che spieghi cosa si intenda per surge e per stallo.

Nel caso di flusso decelerante, il fluido sperimenta un gradiente avverso di pressione. L'energia cinetica contenuta all'interno dello strato limite, essendo molto inferiore rispetto a quella del flusso principale, può essere sopraffatta dal gradiente avverso di pressione e portare alla separazione; localmente si avrà quindi una zona di ricircolo di flusso. Dal punto di vista macroscopico, questa riorganizzazione del flusso può essere stazionaria (steady stall) o instazionaria (rotating stall), dove zone di flusso separato e riattacchi si alternano e si muovono in direzione circonferenziale.

Lo stallo stazionario è generalmente accettato poiché non crea dei carichi fluttuanti sull'impeller. Lo stallo rotante è invece un fenomeno instazionario dove la caratteristica assialsimmetrica del flusso è sostituita da zone ad alta e bassa energia cinetica che ruotano ad una velocità sub-sincrona nell'impeller, Fig. 2.1. Nel tempo, la portata media in una sezione trasversale del compressore rimane pur sempre costante.

Lo stallo rotante non è limitato solo nella regione della curva caratteristica del compressore con pendenza positiva o nulla, ma è possibile osservarlo anche nella zona con pendenza negativa. L'instabilità del flusso non solo può provocare un degrado delle performance del compressore, ma costituisce anche una sorgente di eccitazione meccanica per le pale e per l'albero. Lo stallo rotante non viene considerato un problema finché le fluttuazioni del carico paleare sono contenute in una tolleranza accettabile o non creano discontinuità nella curva caratteristica. Dipendendo dalla geometria dell'impeller, lo stallo rotante potrebbe limitare il range di funzionamento del compressore a causa di fenomeni vibrazionali (Haupt et al, 1985). Lo stallo rotante diventa particolarmente importante ad elevati livelli di pressione di ingresso, quando le forze corrispondenti alle variazioni di velocità diventano significative a causa dell'elevata densità del flusso elaborato (Bonciani et al, 1982), o quando le sue frequenze raggiungono quella di risonanza di un componente del compressore.

Il surge è la condizione del flusso per la quale l'intero compressore diventa instabile, verificandosi violenti cambiamenti delle condizioni di ingresso e di uscita, con un tipico rumore a bassa frequenza. Esso presenta una portata, ad una determinata sezione trasversale, che varia nel tempo, Fig. 2.2. Può essere descritto come un'oscillazione del flusso che si autosostiene per la quale l'impeller agisce da eccitatore e gli altri componenti

agiscono da risonatore. L'inizio e la frequenza di queste oscillazioni dipendono dalla forma della curva di pressione, dai condotti di ingresso ed uscita, dal volume del plenum e dalle caratteristiche della valvola.

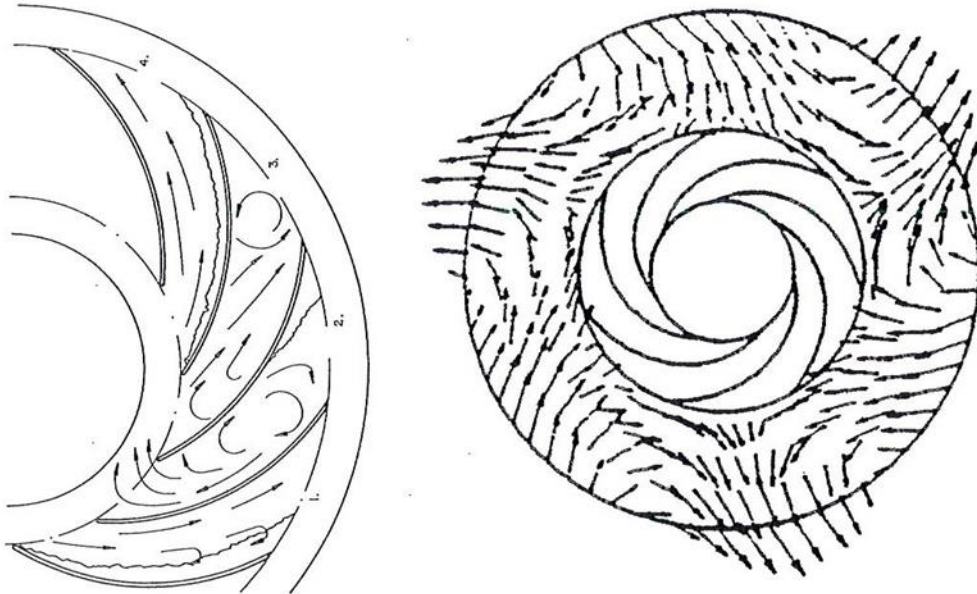


Fig. 2.1 – Distorsioni circonferenziali nel flusso dell'impeller e del diffusore

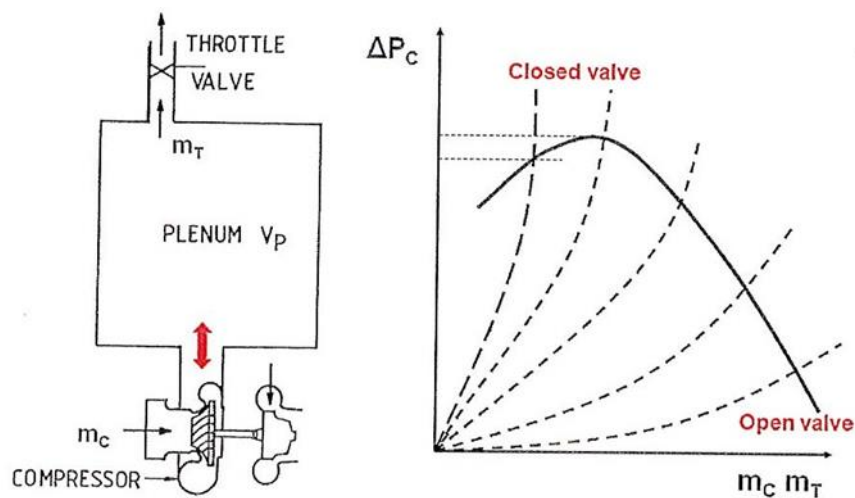


Fig. 2.2 – Sistema sperimentale e caratteristica di un compressore

Il modello di un sistema completo fu proposto per la prima volta da Emmons et al (1955), sviluppato successivamente da Taylor (1960) e Dussourd et al (1977) ed infine esteso ad un sistema non lineare da Greitzer (1976 e 1981). Normalmente il surge si verifica quando la pendenza della curva caratteristica è nulla o positiva $\frac{d\Delta p_C}{dm_C} \geq 0$; per evitare danni meccanici è necessario non far lavorare il compressore in tali condizioni.

Il surge è dunque un'instabilità del sistema, invece lo stallo può essere considerato un fenomeno locale. Lo stallo può essere la condizione di incipit del meccanismo che porterà al surge, ma non è una condizione necessaria.

2.2 Distinzione tra i diversi tipi di stallo rotante

Lo stallo rotante può essere generato dalla destabilizzazione del flusso nell'impeller o nel diffusore, o da un'interazione non stazionaria tra impeller e diffusore. Origini differenti provocheranno diversi comportamenti del flusso, che sono stati ben illustrati da una serie di esperimenti portati a termine da Frigne e Van den Braembussche (1984) grazie ad un impeller che opera con diverse configurazioni statoriche. Oltre alle convenzionali sonde per la misura della pressione e temperatura ambiente, sono state installate quattro sonde a filo caldo: all'ingresso dell'impeller per determinare la propagazione a monte delle perturbazioni; una all'ingresso del diffusore; due a $R/R_2=1,3$ dentro il diffusore (sfasate di 42°) per determinare la velocità di propagazione dello stallo ω_σ e il numero di celle λ .

Il numero di celle λ è definito come una funzione del periodo τ_2 e lo sfasamento τ_1 tra i due segnali a $R/R_2=1,3$.

$$\lambda = \frac{360}{42} \frac{\tau_2 - \tau_1}{\tau_2} \quad (2.1)$$

La velocità angolare è definita come:

$$\omega_\sigma = \frac{2\pi}{\lambda \tau_2} \quad (2.2)$$

Il coefficiente della crescita di pressione C_p dell'impeller, del diffusore e globale è mostrato in Fig. 2.3 per tre diverse velocità di rotazione. Essi sono plottati in funzione dell'angolo di flusso assoluto all'uscita dell'impeller α_2 . Tale parametro vedremo in seguito come sia molto importante per la determinazione della instabilità del diffusore.

Una prima tipologia di stallo rotante è osservata quando $\alpha_2 = 78^\circ$, sia all'ingresso del diffusore, che dell'impeller. Pertanto viene chiamato *impeller rotating stall*. Un ampio numero di celle ($\lambda=4$ o 5) stanno ruotando ad $\omega_\sigma / \Omega = 0.14$. Questa tipologia di stallo viene chiamata *mild impeller rotating stall*, MIRS in Fig. 2.4. Lo scostamento tra valore massimo e minimo della velocità cresce fino al 6.5% della velocità media, quando la portata di flusso viene ridotta. Le variazioni di velocità sono quasi sinusoidali, senza armoniche maggiori. Il MIRS qualche volta viene osservato in alcuni compressori, ma il suo impatto è molto piccolo e pertanto non verrà approfondito. Non sono state ancora trovate chiare spiegazioni teoriche per la giustificazione di tale fenomeno.

Riducendo la portata fino ad $\alpha_2 = 81.5^\circ$, si manifesta improvvisamente una nuova tipologia di stallo rotante. Il numero di celle varia tra 1 e 3, mentre la loro velocità di rotazione è compresa tra il 20 - 30% della velocità di rotazione dell'impeller. Lo scostamento tra valore massimo e minimo della velocità è di circa il 30% della velocità media ed è quasi indipendente dalla portata di flusso. Proprio per questo grosso ed improvviso incremento nello scostamento dalla velocità media, questo tipo di stallo rotante viene definito *abrupt impeller rotating stall*, AIRS, in Fig. 2.4.

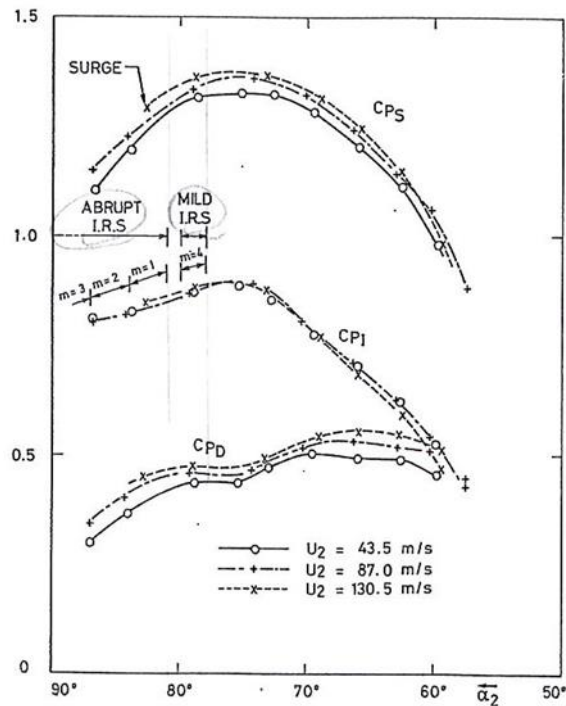


Fig. 2.3 – Mild e abrupt rotating stall per l'impeller nella prima configurazione

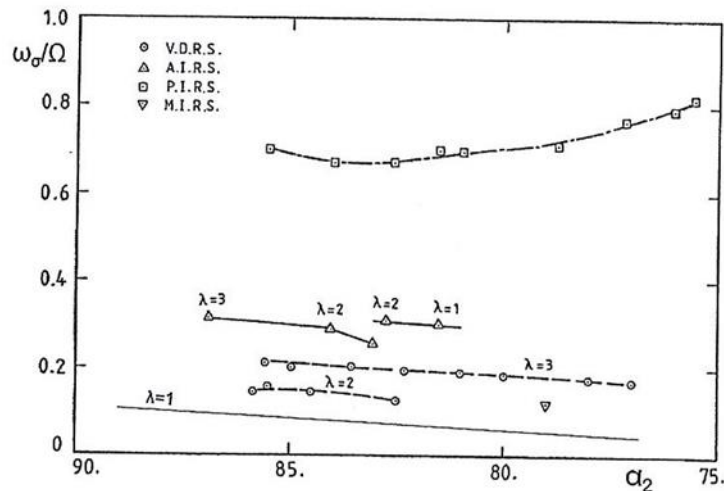


Fig. 2.4 – Variazione del numero di celle di stallo con la velocità di rotazione

Una seconda serie di test sono stati effettuati modificando la geometria precedente, in cui il rapporto dei raggi del diffusore R_4/R_2 è stato incrementato da 1.62 a 1.92. Le curve di performance globali, Fig. 2.5 (sinistra), sono molto simili alla precedente, ad eccezione del fatto che la caratteristica dell'impeller presenta un minimo ad $\alpha_2 = 81^\circ$ e che il surge avviene nelle vicinanze del massimo incremento di pressione nella curva isogiri più elevata ($U_2 = 130.5$ m/s). Invece per le isogiri più basse lo stallo rotante è osservato ad $\alpha_2 = 76^\circ$ sia all'ingresso dell'impeller, che del diffusore. Da una a tre celle di stallo ruotano ad una velocità di rotazione del 70 – 80% rispetto a quella dell'impeller. Lo scostamento tra il

valore massimo ed il valore minimo della velocità incrementa dal 5% al 10% della velocità media ed il massimo si raggiunge quando il coefficiente di crescita di pressione statica è minimo. A causa del progressivo aumento dello scostamento, questa instabilità viene definita *progressive impeller rotating stall*, PIRS, vedi Fig. 2.4. Esso è probabilmente causato da una propagazione instazionaria delle zone separate nell'impeller, similmente allo stallo rotante dei compressori assiali.

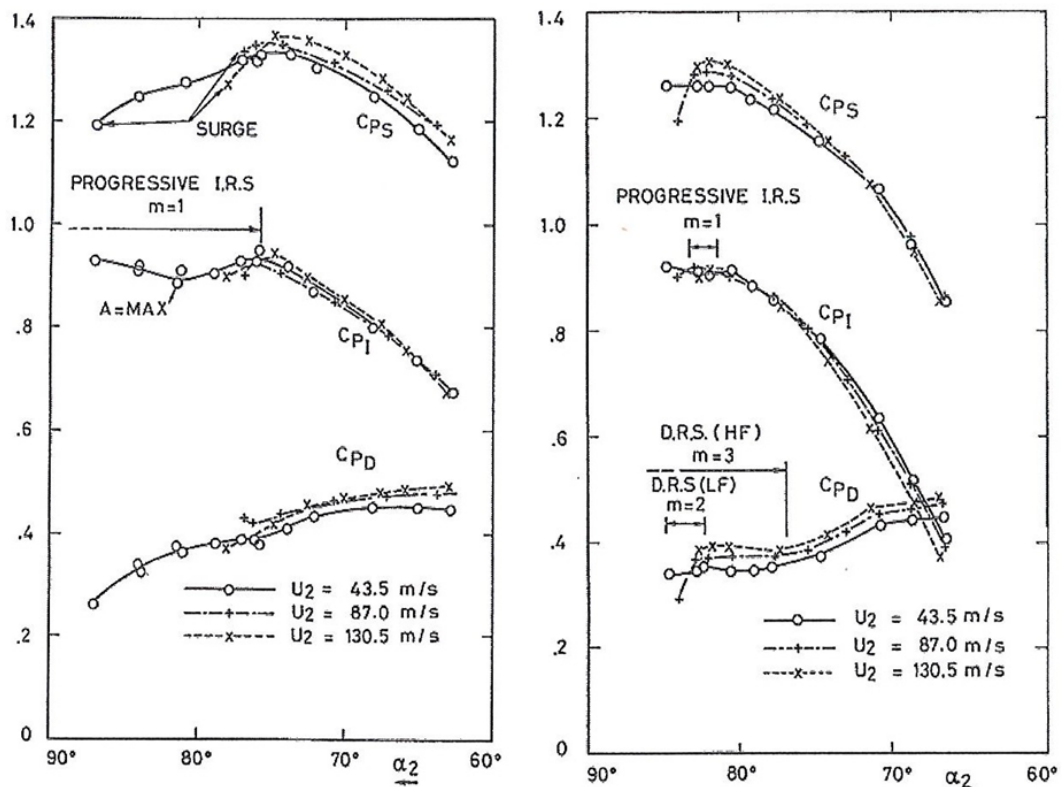


Fig. 2.5 – Progressive impeller rotating stall: (sinistra) seconda configurazione di compressore, (destra) terza configurazione

Lo stallo rotante nei diffusori non palettati, *vaneless diffuser rotating stall*, VDRS, è stato infine osservato solo in una terza configurazione, in cui l'impeller è scaricato per mezzo di una pre-rotazione dei canali. Nella Fig. 2.6 viene mostrato come tale tipologia di stallo rotante si verifica quando l'angolo di flusso all'ingresso del diffusore risulta più tangenziale, per uno stesso angolo di flusso relativo all'ingresso dell'impeller. Come risultato la curva dell'incremento di pressione trasla verso un angolo di flusso all'ingresso del diffusore più grande, senza destabilizzare il flusso dell'impeller.

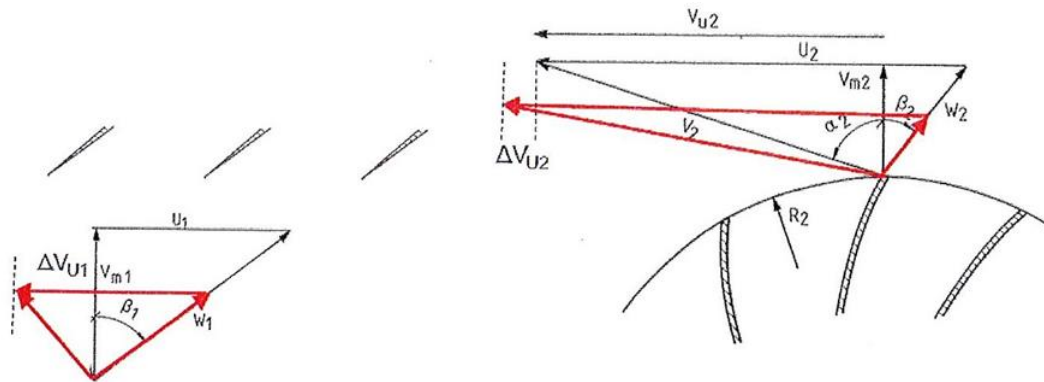


Fig. 2.6 – Variazione dei triangoli di velocità per pre-rotazione e portata

Un primo tipo di stallo rotante è stato osservato solo nel diffusore per $\alpha_2 = 77^\circ$ (che corrisponde ad un minimo del coefficiente C_p). Tre celle ruotano ad una velocità del 17 – 21% rispetto quella dell'impeller. Il relativo scostamento dalla velocità media ammonta al 10% ed è praticamente indipendente dalla portata. L'analisi spettrale del segnale di velocità non mostra armoniche più elevate.

Una simile tipologia di stallo rotante nel diffusore è stata osservata ad $\alpha_2 = 83.6^\circ$, con due celle che ruotano con una velocità del 13 – 16% rispetto a quella dell'impeller. Come verrà mostrato in seguito, lo stallo rotante nei diffusori ha lo stesso tipo di origine dei precedenti tipi di stallo. Il VDRS è stato inoltre osservato e commentato da Jansen (1964), Van den Braembussche (1980), Abdelhamid et al (1979), Senoo e Kinoshita (1978), Kinoshita e Senoo (1985), Imaichi e Tsurusaki (1979), Nishida et al (1988) e Kobayashi et al (1990).

2.3 Vaneless diffuser rotating stall

Il Vaneless diffuser rotating stall, VDRS, è un fenomeno dove zone con differenti caratteristiche di flusso ruotano all'interno del diffusore ad una velocità di rotazione sub-sincrona. Esso è la conseguenza del riarrangiamento del flusso dovuto ad aree con portata in uscita maggiore e zone con flusso stallato. Questo è illustrato dai risultati numerici e sperimentali di Tsujimoto et al (1994), che mostrano le fluttuazioni di pressione e velocità durante lo stallo rotante. Le variazioni circonferenziali della velocità mostrano chiaramente area di ridotta portata, limitate da due vortici controrotanti. Questo provocherà nelle restanti area un aumento della portata, con una maggiore velocità radiale e localmente una maggiore stabilità. Tale modello è in accordo con i risultati di Watcher e Rieder (1985) che hanno misurato una più alta pressione statica alle basse velocità (flusso stallato) e una più bassa pressione alle alte velocità uscenti.

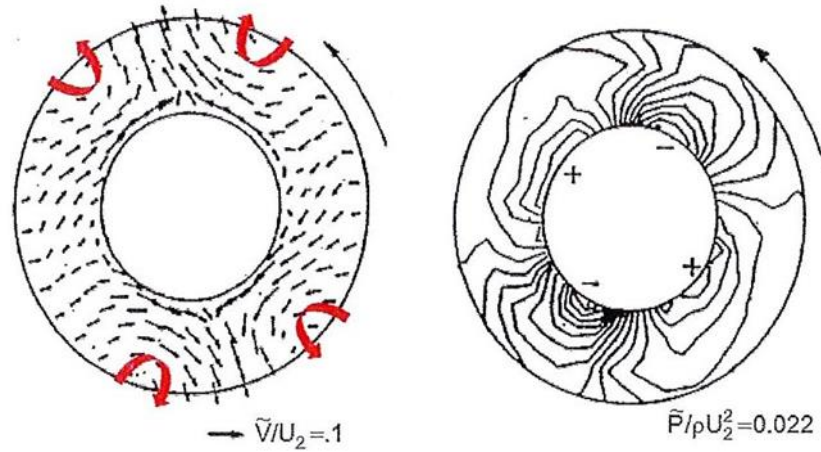


Fig. 2.7 – Fluttuazioni di pressione e velocità durante lo stallo rotante, (Tsujimoto, 1994)

Lo stallo rotante nel diffusore non palettato è stato anche studiato teoricamente e sperimentalmente da Jansen (1964), che ha dimostrato per primo come tale tipologia di stallo può scaturire da un'inversione locale della componente della velocità radiale nel diffusore non palettato, senza interazioni con l'impeller.

Questo approccio teorico parte dalle equazioni di continuità e quantità di moto nelle direzioni radiali e tangenziali per flusso instazionario, incomprimibile e non viscoso. Assumendo che il campo di moto instazionario sia descritto da un flusso stazionario privo di vortici, al quale è sovrapposta una perturbazione instazionaria. Le condizioni al contorno sono pressione atmosferica uniforme all'uscita del diffusore, espresse come:

$$\frac{\partial \hat{p}}{\partial \theta} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{\partial \hat{p}}{\partial r} = 0 \quad (2.3)$$

dove \hat{p} è la perturbazione di pressione. Le condizioni al contorno all'inlet sono:

$$\hat{v}_r = 0 \quad \text{e} \quad \hat{v}_\theta = 0 \quad (2.4)$$

La seguente equazione d'onda linearizzata descrive il flusso instazionario nel piano assialsimmetrico del diffusore non palettato:

$$\frac{r}{v_\theta} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial t} + \frac{1}{r \tan \alpha} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial \Delta \phi}{\partial \theta} = 0 \quad (2.5)$$

La continuità è automaticamente soddisfatta specificando le perturbazioni di velocità \hat{v}_r e \hat{v}_θ nella direzione radiale e tangenziale in funzione della funzione di corrente ϕ :

$$\hat{v}_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \quad \text{e} \quad \hat{v}_\theta = -\frac{\partial \phi}{\partial r} \quad (2.6)$$

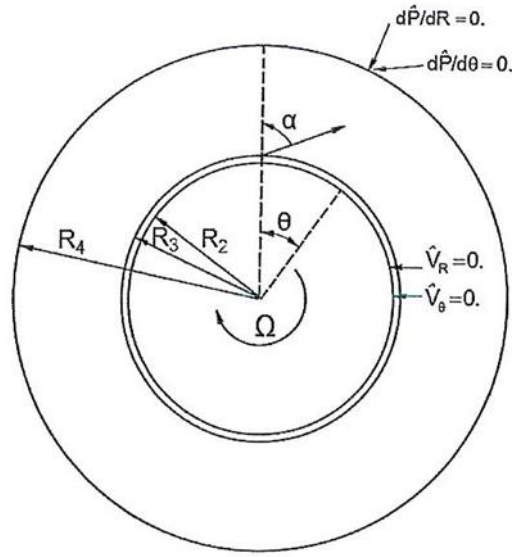


Fig. 2.8 – Modello di stabilità del vaneless diffuser, (Jansen, 1964)

La più semplice soluzione che descrive un disturbo come un'onda periodica è:

$$\phi = A_\phi(R) e^{St + i\lambda\theta} \quad (2.7)$$

dove $A_\phi(R)$ definisce la variazione radiale dell'ampiezza dell'onda e λ è il numero di onde sulla circonferenza. Dopo aver sostituito l'equazione (2.7) nella (2.5) si ottiene la seguente soluzione per il tasso di crescita esponenziale S di una perturbazione:

$$S = -\left(\frac{\alpha_\sigma}{\tan \alpha} - if(\tan \alpha) \right) \frac{\lambda V_{u,2} R_2}{R_4^2} \quad (2.8)$$

Il sistema sarà instazionario (crescendo l'ampiezza delle perturbazioni di velocità) sotto queste condizioni dove la parte reale di s diventa positiva per $\frac{\alpha_\sigma}{\tan \alpha} < 0$ o $\alpha > 90^\circ$. Questa analisi attribuisce l'inizio di un movimento periodico instazionario nel diffusore non palettato con flusso uniforme all'ingresso per la presenza di ritorno di flusso nel diffusore. I dati sperimentali mostrano che l'ampiezza della fluttuazione di velocità $F(R)$ è massima nel centro del diffusore e decresce verso l'uscita, Fig. 2.9.

La velocità di rotazione delle perturbazioni ω_σ è definita dalla parte immaginaria di s :

$$\omega_\sigma = if(\tan \alpha) \frac{\lambda \Omega R_2^2}{R_4^2} \quad (2.9)$$

Indicando così una dipendenza della velocità di rotazione ω_σ con il numero d'onda λ , il rapporto dei raggi $\frac{R_4}{R_2}$ e l'angolo di flusso α . La funzione $f(\tan \alpha)$ per $\lambda = 2$ è confrontato con i valori sperimentali in Fig. 2.9

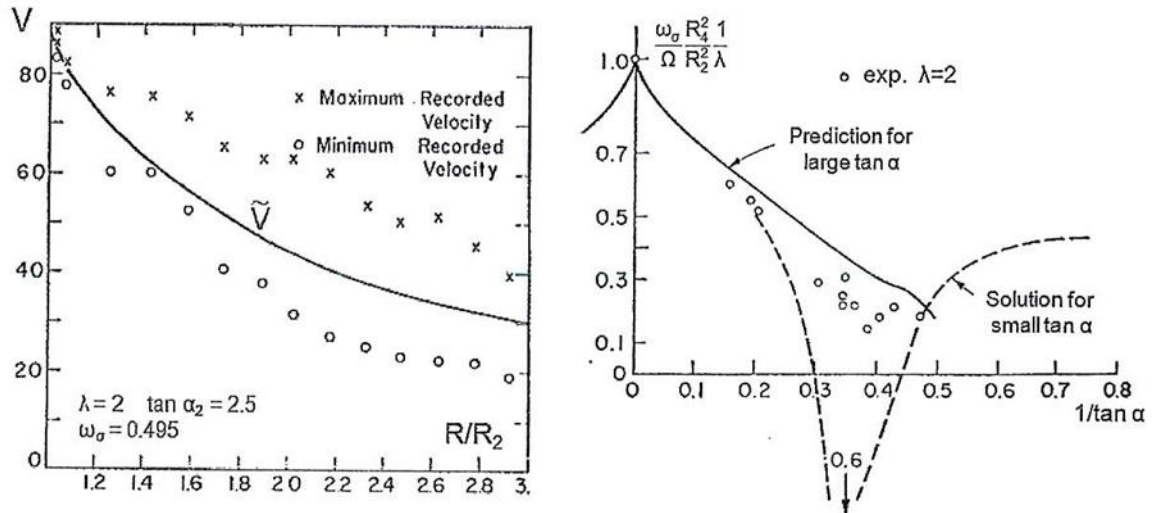


Fig. 2.9 – Velocità sperimentale della fluttuazione e comparazione tra velocità di rotazione delle celle stallate predetta e sperimentale, (Jansen, 1964)

Le principali conclusioni della teoria sono:

- lo stallo rotante scaturisce da un ritorno locale del flusso nel diffusore
- lo stallo rotante può esistere con condizioni uniformi di ingresso e di uscita
- la velocità di rotazione ω_σ è compresa tra il 5 e il 22% di Ω .

Ci si aspetta che il ricircolo del flusso avvenga inizialmente nello strato limite, dove le linee di corrente risentono maggiormente del gradiente radiale di pressione rispetto al centro del canale. Sebbene la causa del VDRS sia nello strato limite (ricircolo del flusso ed incremento del bloccaggio), i calcoli non viscosi di Jansen (1964) rendono evidente che le caratteristiche dinamiche (numero di celle stallate e velocità di propagazione) dipendono dalla parte non viscosa del flusso.

Questi effetti destabilizzanti dello strato limite sono confermati da Frigne e Van den Braembussche (1985). Essi hanno effettuato dei calcoli temporali della forte interazione tra il nucleo non viscoso del flusso nel centro del diffusore con lo strato limite non stazionario che evolve lungo le pareti, Fig. 2.10. Dipendendo dall'angolo di ingresso del flusso nel diffusore α_2 e dal numero d'onda λ della perturbazione iniziale, i calcoli predicono sia il caso in cui il flusso ritorna ad una configurazione stazionaria assialsimmetrica ($\lambda=1$, $\alpha_2=80^\circ$), sia che il caso di zone di flusso rotanti non uniformi di ampiezza crescente ($\lambda=3$, $\alpha_2=80^\circ$) che si generano dalla forte interazione tra strato limite e nucleo non viscoso nel centro del canale.

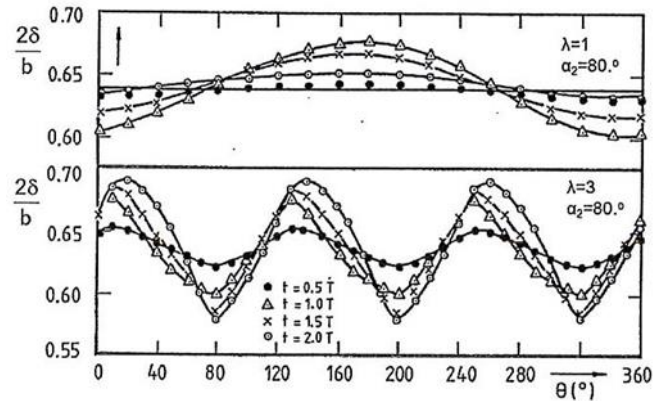


Fig. 2.10 – Variazione dell'ampiezza della perturbazione con il numero d'onda λ e l'angolo di ingresso, (Frigne e Van den Braembussche, 1985)

2.3.1 Calcoli teorici di stabilità

La teoria di Jansen conduce ad un pratico criterio di stabilità quando combinata con dei metodi di calcoli di flusso viscoso per predire il ritorno di flusso negli strati limite. Tali calcoli, usando un nucleo non viscoso nel centro del canale e degli strati limite tridimensionali vicino alle pareti, sono stati presentati da Jansen (1964). Le condizioni per la stabilità del diffusore, predette in questa maniera come una funzione del rapporto di spessore nell'inlet $\frac{b_2}{R_2}$ e dell'angolo del flusso in ingresso α_2 sono risultate troppo

restrittive nel caso di diffusori stretti. I calcoli sugli strati limite sono stati ripetuti da Senoo e Kinoshita (1977) con i seguenti miglioramenti:

- il flusso non deve più essere assunto simmetrico rispetto al centro del diffusore
- le condizioni di ingresso tengono conto della distorsione radiale e tangenziale della velocità nello spessore del diffusore
- i profili di strato limite sono modificati in modo che la fusione dei due strati limite non comporti automaticamente un ritorno di flusso

Un angolo di ingresso limite $\alpha_{2,ret}$, al di là del quale si sperimenta un ritorno di flusso nel diffusore, può essere definito come una funzione dello spessore del diffusore. Risultati tipici di tali calcoli sono presentati in Fig. 2.11. Gli stessi risultati possono essere ovviamente ottenuti da calcoli di Navier-Stokes tridimensionali non stazionari. L'angolo di flusso libero, α , decresce con il rapporto dei raggi. L'angolo di flusso della linea di corrente a parete, $\alpha + \varepsilon$, inizialmente aumenta e poi diminuisce quando gli strati limite coprono l'intero spessore del diffusore. Il ritorno del flusso si ha quando $\alpha + \varepsilon$ eccede 90° .

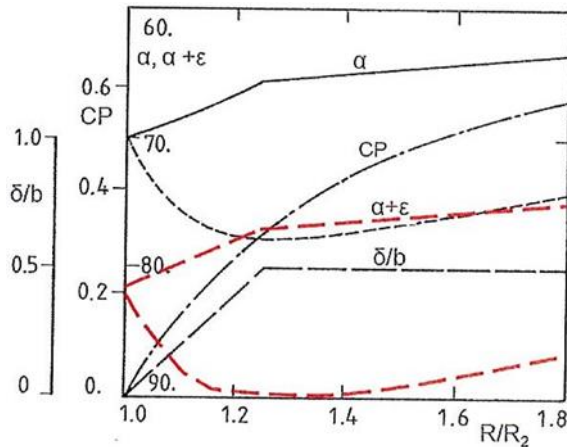


Fig. 2.11 – Variazione dell'angolo del flusso e dello strato limite basati su calcoli aventi due diversi angoli di ingresso del flusso, (Senoo e Kinoshita, 1977)

Basandosi su dati sperimentali, Senoo e Kinoshita (1978) affermano che il VDRS avviene quando l'angolo di ingresso del flusso nel diffusore eccede l'angolo critico di ingresso α_{2c} , definito come:

$$\frac{90^\circ - \alpha_{2c}}{90^\circ - \alpha_{2,ret}} = 0.88 \quad (2.10)$$

ove $\alpha_{2,ret}$ è l'angolo di ingresso del diffusore per il quale si ha l'inizio del ritorno di flusso. Tali calcoli permettono anche di predire l'influenza di diversi parametri aerodinamici e geometrici sul ritorno del flusso nei diffusori vaneless. Come mostrato in Fig. 2.12, i diffusori stretti risultano più stabili rispetto a quelli larghi.

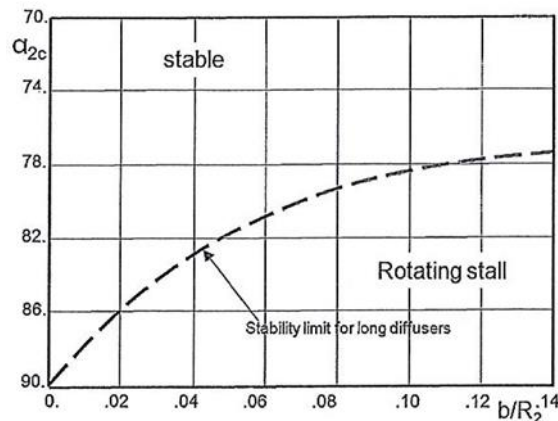


Fig. 2.12 – Angolo critico di ingresso del diffusore vaneless basato su calcoli di flusso di (Senoo e Kinoshita, 1977)

Calcoli effettuati a diversi numeri di Reynolds mostrano una maggiore stabilità per diffusori larghi all'aumentare del numero di Reynolds, mentre non si hanno sensibili variazioni per i diffusori stretti, Fig. 2.13. Tale incremento di stabilità è causato da una

maggior turbolenza negli strati limite di parete che sono piú resistenti al gradiente di pressione trasversale.

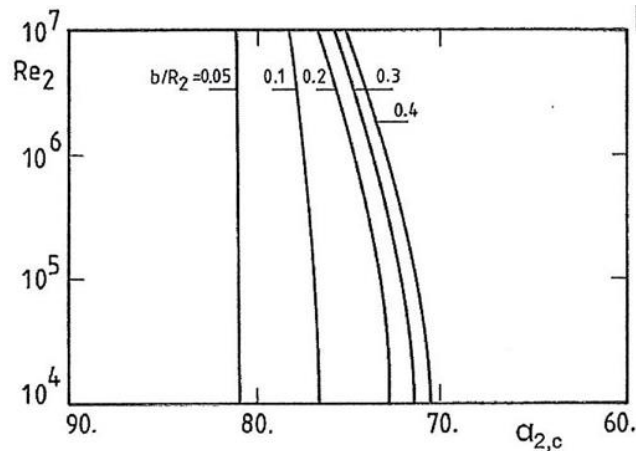


Fig. 2.13 – Variazione dell'angolo critico di ingresso diffusore con la larghezza del canale (Senoo e Kinoshita, 1977)

La non uniformità della componente radiale della velocità all'ingresso ha un'importante influenza su entrambi i tipi di diffusore, Fig. 2.14. L'influenza della perturbazione tangenziale della velocità è minore rispetto a quella data dalla perturbazione radiale, specialmente per i diffusori stretti. Il problema principale, comunque, è la difficoltà nella stima della distorsione del flusso in ingresso al diffusore. Il flusso all'inlet può essere distorto a causa della velocità non uniforme all'uscita dell'impeller (jet-wake), a causa della distorsione circonferenziale della pressione dovuta alla voluta o da cambi irregolari nella larghezza della zona di passaggio tra impeller e diffusore.

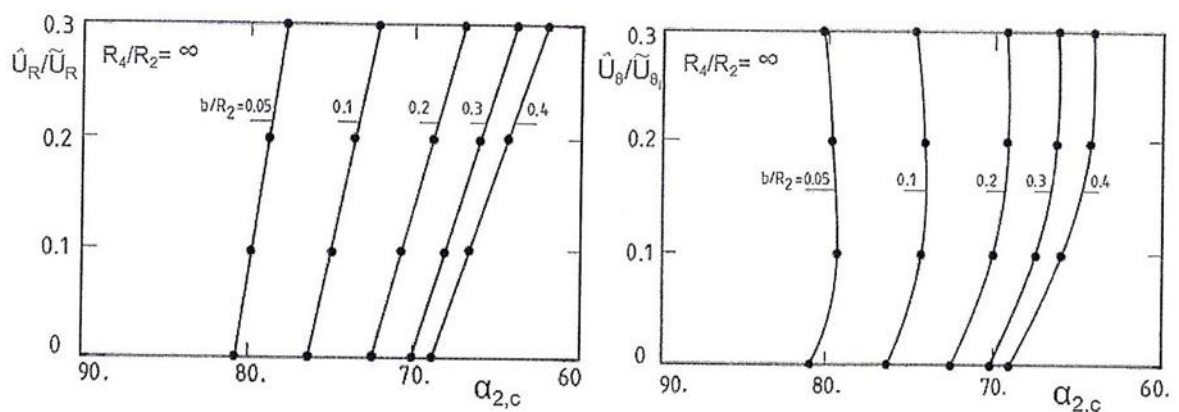


Fig. 2.14 – Variazione dell'angolo di ritorno del flusso con le distorsioni nell'inlet, (Senoo e Kinoshita, 1977)

Le variazioni di $\alpha_{2,c}$ in funzione del numero di Mach nell'inlet sono mostrate in Fig. 2.15. L'angolo $\alpha_{2,c}$ diminuisce all'aumentare del numero di Mach per entrambe le tipologie di

diffusori a causa dell'addizionale incremento di pressione a causa della comprimibilità. Da sottolineare è la sua dipendenza dalla lunghezza del diffusore per diffusori lunghi.

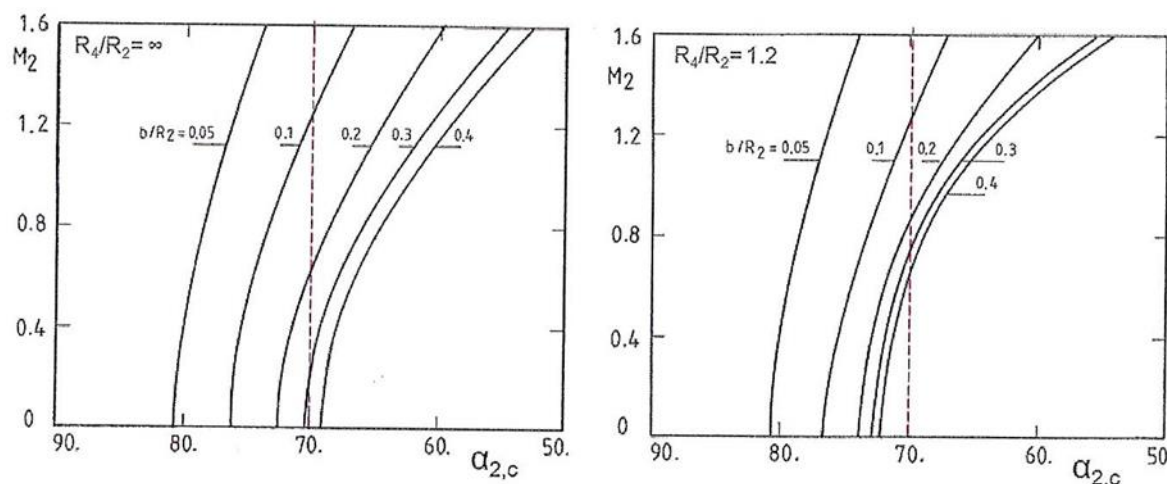


Fig. 2.15 – Variazione dell'angolo di ritorno del flusso con il numero di Mach per diffusori lunghi e corti, (Senoo e Kinoshita, 1977)

La dipendenza della stabilità dal rapporto dei raggi $\frac{R_4}{R_2}$ è riassunta in Fig. 2.16 per flusso incomprimibile e condizioni di flusso uniformi nell'inlet. Questo importante grafico permette di stimare l'estensione della zona di separazione per un dato valore di $\frac{b_2}{R_2}$ ed un dato angolo di flusso.

Per diffusori stretti, il ritorno di flusso incomincia vicino all'inlet del diffusore, ma scompare verso valle. La linea verticale tratteggiata in Fig. 2.16 mostra l'estensione radiale della zona di ritorno del flusso per $\frac{b_2}{R_2} = 0.05$ ed angolo di ingresso di 82° . Nei diffusori più

ampi e più lunghi, il ritorno di flusso incomincia per maggiori rapporti dei raggi. La figura mostra anche che la ricircolazione può essere posticipata verso angoli di ingresso del flusso maggiori, se si riduce il rapporto dei raggi. Le frecce verticali puntano verso angoli critici d'ingresso che corrispondono a differenti rapporti dei raggi. Questo spiega perché i diffusori più corti risultano essere più stabili rispetto a quelli lunghi e perché angoli d'ingresso maggiori possono essere usati nel piccolo vaneless space dei diffusori palettati senza dare vita allo stallo rotante. Questo effetto è meno pronunciato nei diffusori stretti che presentano l'area critica in prossimità dell'inlet del diffusore.

Nel lavoro di Watanabe et al (1994) è stata eseguita una distinzione tra stallo rotante intermittente, che corrisponde a piccole zone di ricircolo che hanno una piccola influenza sulle prestazioni del diffusore, e stallo rotante permanente, che corrisponde a grosse zone di ricircolo che si estendono a monte verso l'uscita dell'impeller, 8 dell'ampiezza e cadute discontinue del recupero di pressione nel diffusore.

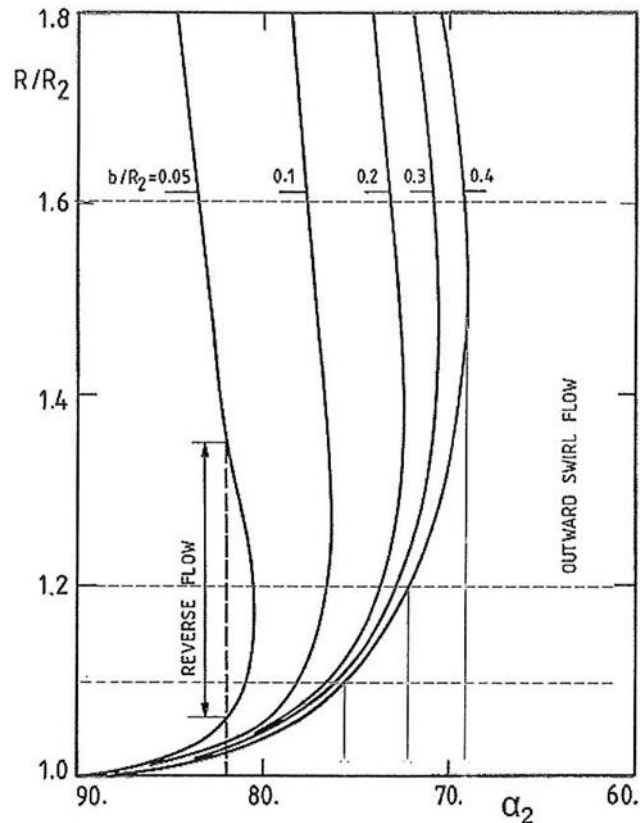


Fig. 2.16 – Influenza dello spessore e della lunghezza del diffusore sulla posizione del ritorno di flusso, (Senoo e Kinoshita, 1978)

2.4 Abrupt impeller rotating stall

L'abrupt impeller rotating stall, AIRS, è caratterizzato da grosse fluttuazioni di pressione e velocità nel diffusore non palettato che si estendono a monte verso l'impeller. Può avvenire nelle zone a pendenza positiva e negativa della curva delle prestazioni e spesso risulta in una discontinuità della curva dell'incremento di pressione. La velocità di rotazione è compresa tra il 20% ed il 30% della velocità dell'impeller e non cambia con l'angolo di ingresso del flusso nel diffusore. Lo spettro in frequenza delle variazioni di pressione e velocità presenta armoniche superiori.

2.4.1 Modelli di previsione teorici

La stabilità del flusso nei diffusori non palettati è stata studiata da Abdelhamid (1980) con un metodo simile a quello usato da Jansen (1964), ma prendendo in considerazione le possibili distorsioni circolari del flusso all'ingresso. Basandosi sulle equazioni di continuità e di quantità di moto tangenziali e radiali, Abdelhamid ha derivato le equazioni che descrivono le variazioni radiali e tangenziali della pressione e della velocità nel diffusore. Le perturbazioni di pressione e velocità sono assunte piccole se comparate ai valori del flusso medio. Viene imposta una distribuzione di pressione statica all'uscita del diffusore e le condizioni all'ingresso del diffusore sono calcolate dall'interazione tra diffusore ed impeller. Esse sono caratterizzate da:

$$Z_p = \frac{dp_2}{dV_{R2}} \quad (2.11)$$

$$Z_u = \frac{dV_{u2}}{dV_{R2}} \quad (2.12)$$

Entrambi i parametri sono numeri complessi e dipendono dalla geometria e dal flusso nell'impeller. Il loro valore esatto è molto complicato da prevedere se il flusso è instazionario.

Per il caso di flusso quasi-stazionario, valori negativi di Z_p possono essere associati con la parte decrescente della curva delle performance dell'impeller, ($d\psi_2/d\phi < 0$) Fig. 2.17a. E' possibile associare valori positivi di Z_p con quelle condizioni operative in cui la curva di incremento della pressione statica dell'impeller ha pendenza positiva ($d\psi_2/d\phi > 0$), oppure alla parte con pendenza negativa quando il flusso è fortemente perturbato.

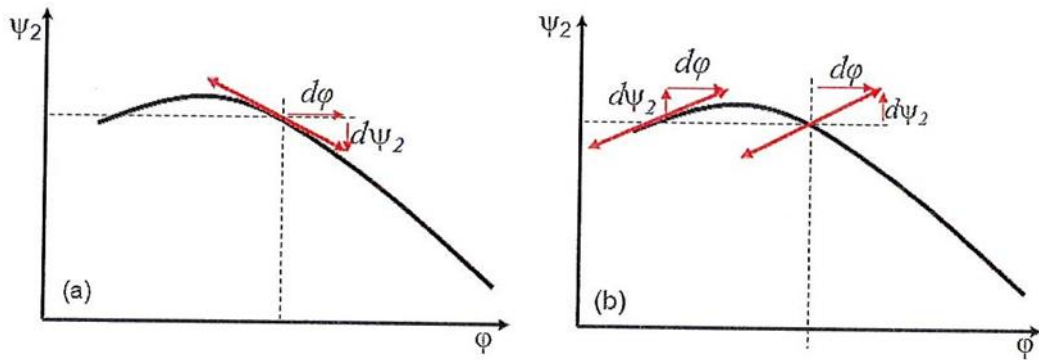


Fig. 2.17 – Parametri di influenza di Z_p

Per flusso quasi-stazionario Z_u può essere approssimato, con considerazioni effettuate in Fig. 2.18b, in:

$$Z_u = -\tan \beta_{2,bl} \quad (2.13)$$

Questo comporta valori negativi per le pale backward e positivi per le pale forward, Fig. 2.18b. Gli impeller che presentano uscita radiale o pale backward, $\beta_{2,bl} \geq 0$, avranno valori negativi di Z_u , a meno che la direzione istantanea del flusso all'uscita del rotore venga modificata da forti perturbazioni. Nel caso di flusso fortemente perturbato o di ritorno di flusso, esso potrebbe non essere più allineato con le pale e quindi potrebbero essere osservati dei valori positivi anche per pale backward, Fig. 2.18a.

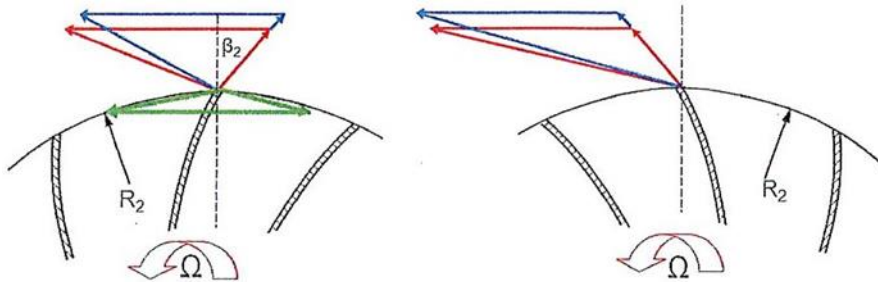


Fig. 2.18 – Parametri di influenza di Z_u

Le equazioni che governano il moto sono state risolte da Abdelhamid usando un metodo indiretto nel quale sono stati assunti differenti valori di λ , $\tan \alpha_2$, $\frac{R_4}{R_2}$ e ω_σ . Le incognite sono la combinazione delle condizioni al contorno in ingresso del diffusore, Z_p e Z_u , che rendono il diffusore neutralmente stabile per un dato valore di ω_σ .

I risultati di questi calcoli sono riassunti in Fig. 2.19. Essi mostrano che l'instabilità del flusso può presentarsi sia per valori positivi che negativi di Z_p . Tuttavia sono stati osservati diversi limiti di stabilità e caratteristiche per valori di Z_u positivi e negativi:

- I diffusori sono sempre instabili se $Z_p > 0$ e $Z_u > 0$
- I diffusori corti sono più stabili rispetto a quelli lunghi se $Z_u > 0$ e $Z_p < 0$, Fig. 2.19a; la figura mostra anche che per $Z_u < 0$, l'instabilità si presenta a valori meno negativi del coefficiente di recupero di pressione, se il diffusore è corto. Questa analisi è valida per flussi non viscosi, quindi è rappresentativa di diffusori larghi, dove il bloccaggio creato dallo strato limite è meno importante. Le conclusioni sono in linea con quelle di Senoo e Kinoshita (1978), Fig. 2.16. Il metodo non dovrebbe essere usato per la previsione dell'inizio dell'instabilità, spesso causato da effetti viscosi, ma per predire le caratteristiche dell'instabilità che sono governate dalle dinamiche di un flusso non viscoso.
- Confrontando le immagini (a) e (b) di Fig. 2.19, si intuisce l'influenza dell'angolo di ingresso del flusso nel diffusore α_2 . Angoli di flusso all'ingresso maggiori comporteranno una zona di flusso instabile maggiore se Z_u è negativo. Il limite di stabilità per $Z_u > 0$ è quasi indipendente dall'angolo di ingresso del diffusore.
- La velocità di rotazione è molto bassa ($\frac{\omega_\sigma}{\Omega} = 0 \div 0.2$) per valori negativi di Z_u ed aumenta al diminuire della portata, Fig. 2.19c. La velocità di rotazione è maggiore ($\frac{\omega_\sigma}{\Omega} = 0.3 \div 0.5$) per valori positivi di Z_u e non varia molto dopo che lo stallo rotante è cominciato.
- Il numero di celle stallate sono comprese tra 1 e 3 sia per valori positivi che negativi di Z_u .

Risultati per valori negativi di Z_u sono generalmente in accordo con l'osservazione del VDRS:

- Bassa velocità di rotazione
- stabilità minore all'aumentare di α_2
- diffusori più lunghi sono meno stabili rispetto a quelli corti
- da una a tre celle stallate.

Pertanto i risultati per valori positivi di Z_u sono molto simili a quelli osservati per l'AIRS. La teoria conferma l'esistenza di oscillazioni nel flusso per velocità di rotazione maggiori con la presenza di un numero di celle stallate comprese tra una e tre.

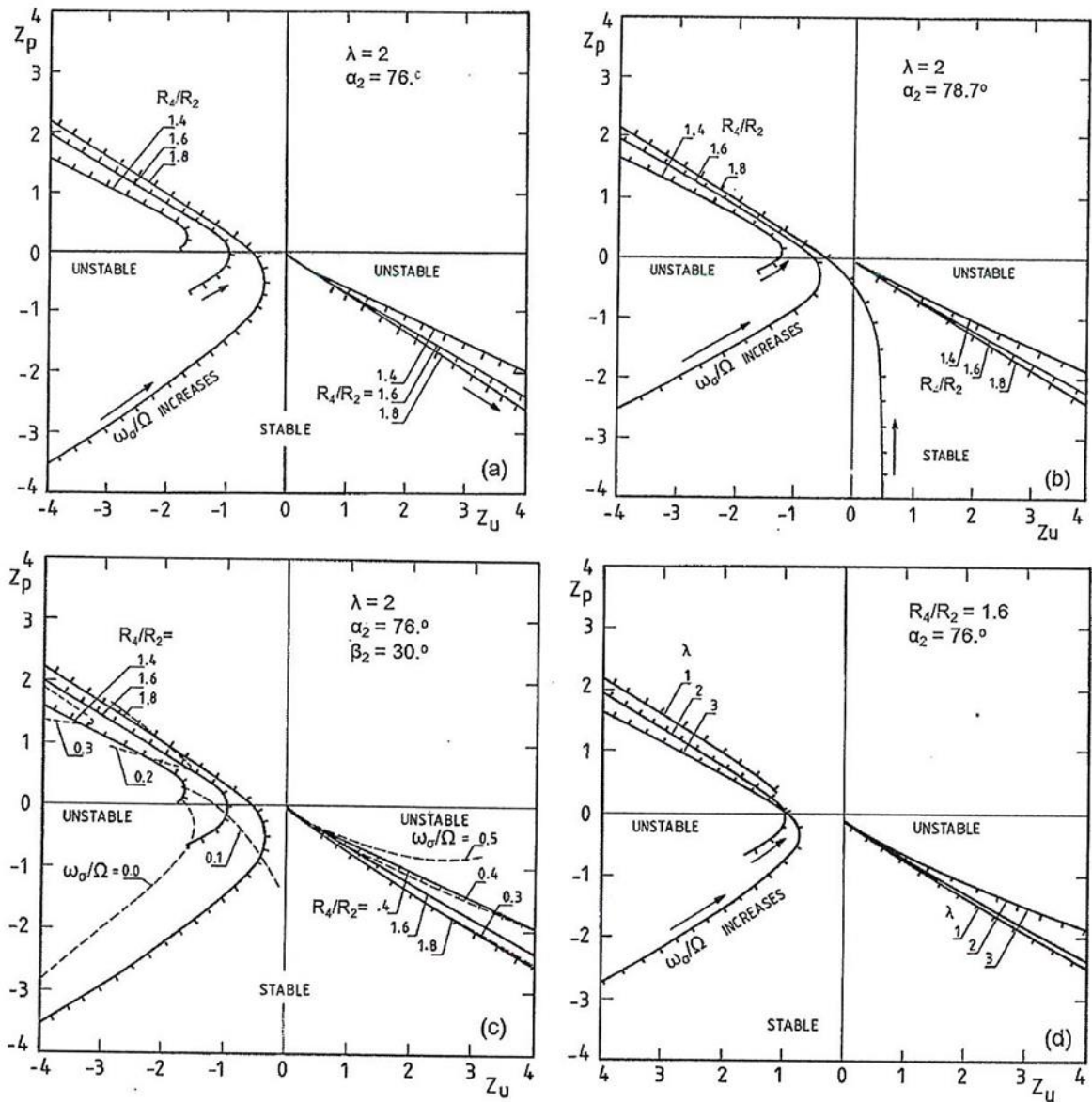


Fig. 2.19 – Influenza del rapporto dei raggi del diffusore, dell'angolo di ingresso del flusso e del numero di celle stallate sulla stabilità del diffusore vaneless e sulla velocità di rotazione, (Abdelhamid, 1980)

Un valore positivo di Z_u è richiesto all'inlet del diffusore, ma non si deve trarre la conclusione che l'AIRS avviene soltanto per impeller con pale forward. Valori positivi di Z_u possono presentarsi anche in impeller dotati di pale radiali o backward se le perturbazioni del flusso (vortici), presenti all'uscita del rotore, non permettono al fluido di seguire le palettature o comportano un ritorno locale di flusso, Fig. 2.18.

Per valori minori di Z_p , vicino al massimo della curva di incremento della pressione, è richiesto soltanto un piccolo valore di Z_u per dar vita all'AIRS. Soltanto una piccola perturbazione è richiesta per ottenere valori positivi di Z_u in un impeller ad uscita radiale. Questo può spiegare perché non si osserva nessuna discontinuità nella curva delle prestazioni. È più facile che sia presente se l'angolo della pala $\beta_{2,bl}$ è piccolo e se la pala è

molto caricata. Al di fuori di tale regione, sono richieste grosse perturbazioni e forti interazioni con l'impeller per creare valori di Z_u sufficientemente grandi prima che il flusso diventi instabile. Questo risulterà in una maggiore deteriorazione del flusso con un conseguente cambiamento discontinuo nella curva di incremento della pressione.

La velocità di rotazione costante, la grande ampiezza delle perturbazioni, la variazione del flusso all'inlet dell'impeller e la presenza di armoniche superiori enfatizzano l'importanza del ruolo giocato dalle pale dell'impeller nel trasferimento di energia instazionario tra impeller e flusso. La teoria di Abdelhamid permette di spiegare i fenomeni visti sperimentalmente, ma i riscontri pratici sono comunque limitati dalla difficoltà nel definire Z_p e Z_u durante il funzionamento instazionario.

L'energia trasmessa al fluido dall'impeller è l'integrale temporale di $\phi.\psi$. Nel caso di flusso instazionario, viene definito nel seguente modo:

$$\int (\tilde{\phi} + d\phi).(\tilde{\psi} + d\psi).dt = \int (\tilde{\phi}.\tilde{\psi} + \tilde{\phi}.d\psi + \tilde{\psi}.d\phi + d\psi.d\phi).dt \quad (2.14)$$

L'integrale del secondo e del terzo termine della parte destra dell'equazione è nullo. Un ulteriore contributo di energia instazionaria è richiesto nel caso in cui $d\psi$ e $d\phi$ hanno lo stesso segno. Tale termine genererà oscillazioni nel flusso e l'ampiezza aumenterà fintanto che il contributo energetico non sarà in equilibrio con lo smorzamento.

Le forti perturbazioni all'uscita dell'impeller si presentano quando la voluta a valle sta operando in off-design ed impone una forte distorsione circonferenziale di pressione all'uscita dell'impeller. È stato mostrato da Uchida et al (1987) che questo può comportare ampie zone di ritorno di flusso, anche osservabili all'inlet dell'impeller, Fig. 2.20.

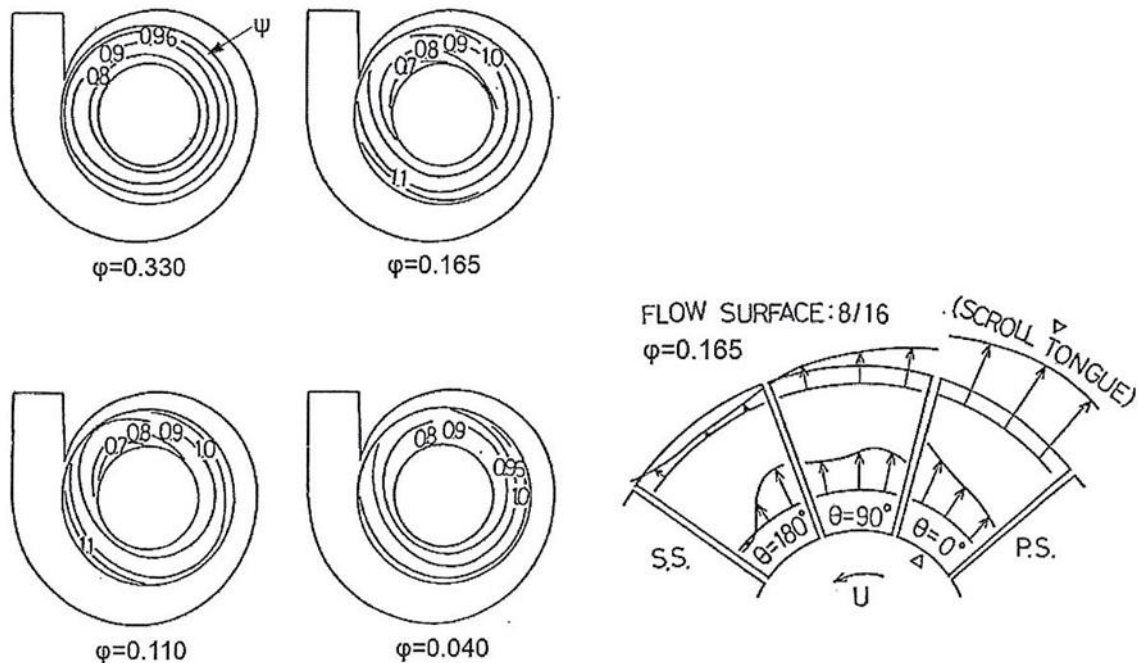


Fig. 2.20 – Variazioni della velocità all'inlet ed all'outlet dell'impeller causate dal funzionamento in off-design della voluta, (Uchida et al, 1987)

Un'altra possibile sorgente di perturbazione del flusso che può creare valori di Z_u positivi è il graduale aumento o diminuzione dell'area di passaggio del flusso all'uscita dell'impeller.

L'AIRS è caratterizzato da forti interazioni tra il flusso nel diffusore e nell'impeller. Nel lavoro di Tsujimoto et al (1994) si è calcolata tale interazione per un impeller con uscita radiale e pale backward di 70° , Fig. 2.21. E' possibile osservare una grossa variazione del flusso in uscita all'impeller nel caso di palettature radiali e di fatto nessuna variazione nel caso di pale backward.

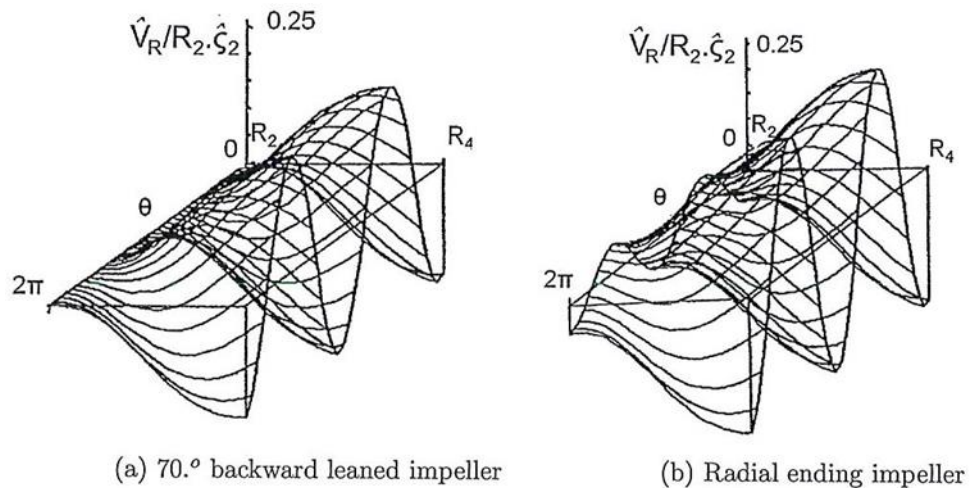


Fig. 2.21 – Variazioni della velocità di uscita dell'impeller causate da perturbazioni circonferenziali del flusso nel diffusore ($\hat{\zeta}_2$ è la vorticità instazionaria all'uscita dell'impeller), (Tsujimoto et al, 1994)

Tale interazione tra impeller e diffusore vaneless, che comporta instabilità, è stata anche studiata teoricamente da Moore (1989 e 1991), che ha analizzato le dinamiche comportamentali di combinazioni di diffusori non palettati con impeller ad uscita radiale. Le condizioni al contorno sono:

- una perturbazione della velocità radiale all'uscita dell'impeller
- una velocità tangenziale costante circonferenzialmente, la quale combinata con la precedente condizione comporta un moto vorticoso all'inlet del diffusore.

Il sistema di equazioni risolto da Moore (1989) è coerente con quello di Abdelhamid (1980), ma il metodo di analisi è completamente differente. I risultati principale di Moore sono mostrati in Fig. 2.22 e mostrano diversi contours di rapporti di raggi di diffusori ed il coefficiente di flusso $\phi_2 = \frac{V_{R2}}{U_2}$ al quale possono presentarsi onde rotanti lente.

Il numero vicino al contour indica la velocità rotazionale $\frac{\omega_\sigma}{\Omega}$. La figura originale di Moore mostra i contour per il primo modo, $\lambda=1$. Il range delle frequenze fino a 0.46 è molto simile ai valori osservati per l'AIRS. I piccoli pallini sulle curve rappresentano le

condizioni di risonanza nelle quali piccole perturbazioni comporteranno grosse oscillazioni.

La linea tratto-punto indica i risultati ottenuti da Moore per il terzo modo circonferenziale (3 onde nella circonferenza) che è meno stabile rispetto al primo modo e si presenta già per coefficienti di flusso maggiori. Tutte le curve valgono per impeller con pale ad uscita radiale. La linea a pallini neri indica dati sperimentali.

Moore usa la parola onda per descrivere l'instazionarietà in quanto il fenomeno è caratterizzato da onde di risonanza e non è richiesta la condizione di stallo del diffusore o dell'impeller. Sebbene gli effetti viscosi non sono stati esplicitamente menzionati nella teoria di Abdelhamid o di Moore, essi giocano un importante ruolo nella risposte del rotore alle distorsioni del flusso, includendo il ritardo di tempo tra le variazioni di pressione e di velocità. L'inizio di questo tipo di instabilità è nuovamente dovuto agli strati limite e le caratteristiche di comportamento instazionario del flusso, ossia velocità di rotazione e numero di celle stellate, sono nuovamente definite dalla parte non viscosa del flusso.

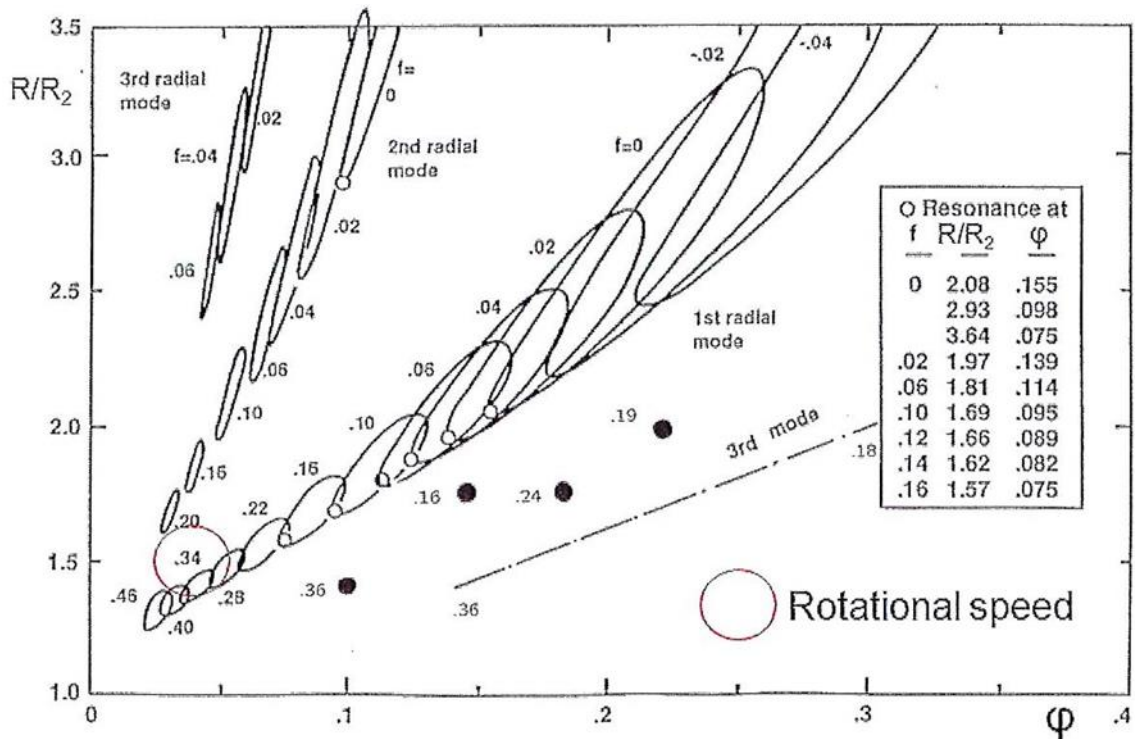


Fig. 2.22 – Contours di rapporti di raggi del diffusore al variare di ϕ , (Moore, 1989)

2.5 Progressive impeller rotating stall

Un canale di un impeller centrifugo ha una geometria tridimensionale estremamente complessa che dà vita ad importanti effetti legati ai flussi secondari. Questi effetti sono inoltre amplificati dalle forze di Coriolis e dal flusso d'apice (Fowler, 1968). Pertanto una corretta descrizione del flusso per un diffusore non palettato è molto difficile. Questo spiega perché la maggior parte degli studi sono più di tipo qualitativo che quantitativo e non si hanno a disposizione metodi di previsione accurati per lo stallo rotante nell'impeller.

Un primo tipo di stallo rotante nell'impeller centrifugo è la separazione del flusso nell'exducer e normalmente è caratterizzato da strutture di flusso primario e secondario

(Dean e Young, 1976). Questa tipologia di stallo è stazionaria, in quanto le regioni stallate sono presenti in tutti i canali palari e ruotano alla velocità di rotazione dell'impeller. Esse non impongono un carico palare instazionario e sono da considerarsi come una condizione di funzionamento accettabile per gli impeller centrifughi avanzati. Pertanto molti metodi di analisi di design o di off-design includono modelli di flusso primario e secondario per permettere di calcolare la loro influenza sulle prestazioni.

2.5.1 Osservazioni sperimentali

La maggior parte delle osservazioni e delle sperimentazioni sullo stallo rotante sono riferite a compressori assiali e si conosce ancora poco sullo stallo rotante dei compressori centrifughi. Pertanto viene presentata una breve descrizione sullo stallo rotante nei compressori assiali in modo da permettere di ottenere alcune informazioni sul meccanismo di stallo rotante dell'impeller.

Esistono due modelli di stallo rotante in letteratura. Il primo è basato sul lavoro di Emmons et al (1955) ed è stato successivamente amplificato nel modello NACA per geometrie bidimensionali in cascata da Graham et al (1965). Esso si presenta quando, a basse portate, l'angolo di incidenza è vicino al suo valore massimo. Una piccola perturbazione locale, presente nel flusso a monte, può creare un momentaneo sovraccarico palare e può far avvenire una separazione dello strato limite in un canale palare, Fig. 2.23. Come conseguenza, l'incidenza sulla pala vicina aumenterà e comporterà una separazione su di essa. Inoltre parte del flusso verrà anche deviato verso il canale palare precedente e la conseguente diminuzione di incidenza potrà far scomparire la separazione. In tal modo il fenomeno si propaga nella direzione ad incidenza crescente. Nello statore si muove in direzione della rotazione ed implicherà una variazione periodica del carico palare. Nel rotore invece si muoverà in direzione opposta alla rotazione dell'impeller, con una velocità minore rispetto a quella del rotore. Le celle stallate possono estendersi su diversi passaggi palari e può essere presente più di una cella nella circonferenza.

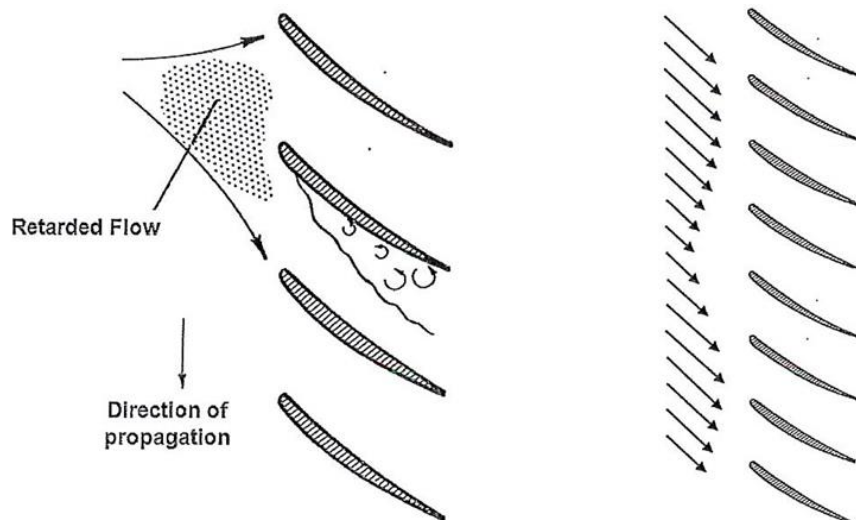


Fig. 2.23 – Modello di stallo rotante per compressore assiale

Il secondo modello è stato presentato sempre da Emmons et al (1955) e ad oggi è usato come riferimento per le perturbazioni modali del flusso. Esso concerne piccole perturbazioni sinusoidali che ruotano ad una velocità subsincrona stazionaria.

Lo stallo rotante nell'impeller radiale è stato analizzato anche da Lennemann e Howard (1970). Essi hanno utilizzato delle bolle di idrogeno per visualizzare le successive strutture di flusso che si susseguono durante uno stallo rotante. La Fig. 2.24 mostra come il fenomeno è scaturito da una separazione del flusso sulla suction side di una pala (canale 1), che ha creato un tappo con conseguente ritorno di flusso. Il flusso poi si muove verso l'inducer (canale 2) creando una separazione del flusso sulla pressure side. Il conseguente ritorno di flusso è supportato nella sua direzione dal passage vortex (canale 3) che, insieme alla favorevoli condizioni di ingresso, aiutano a ristabilire le normali condizioni di flusso. Lo strato limite sulla suction side si svilupperà nuovamente (canale 4) e ricomincerà l'intero ciclo.

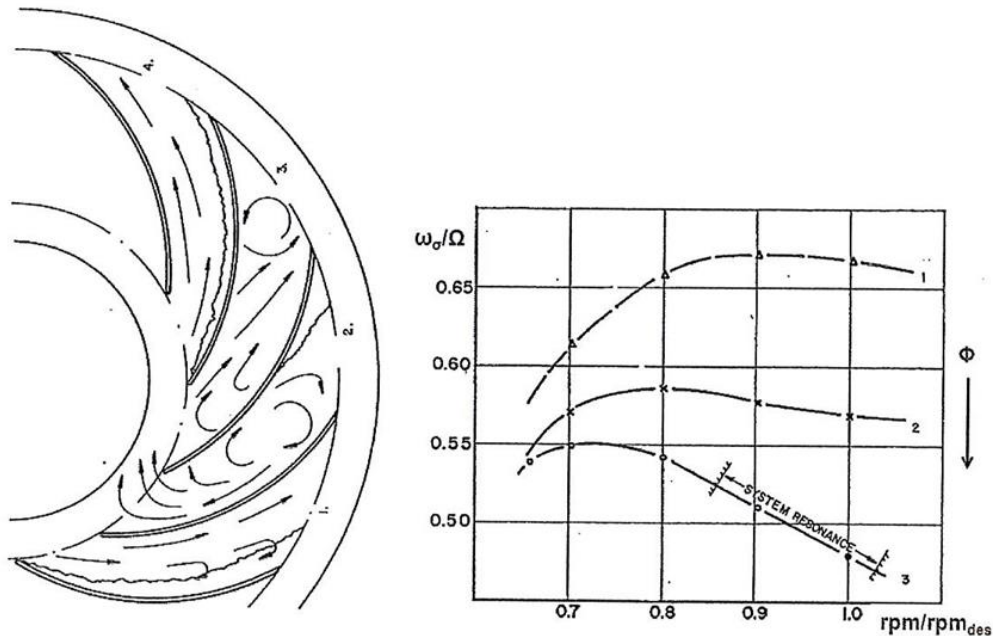


Fig. 2.24 – Strutture di flusso successive durante un progressive impeller rotating stall, (Lennemann e Howard, 1970)

I valori misurati per lo stallo mostrano una diminuzione della portata evolvente con l'aumento della velocità di rotazione dal 50% al 70% della velocità del rotore. Misure effettuate da Mizuki et al (1978) su una configurazione di compressore più realistica,

hanno rivelato un valore simile della velocità di rotazione, Fig. 2.25. $\frac{\omega_{\sigma}}{\Omega}$ cresce da 50%

fino al 100% alla minima portata. Le celle stallate crescono dalla cassa verso il mozzo e progressivamente occupano l'intero canale di passaggio. Questo spiega l'incremento progressivo dell'ampiezza delle perturbazioni di velocità misurate durante il PIRS.

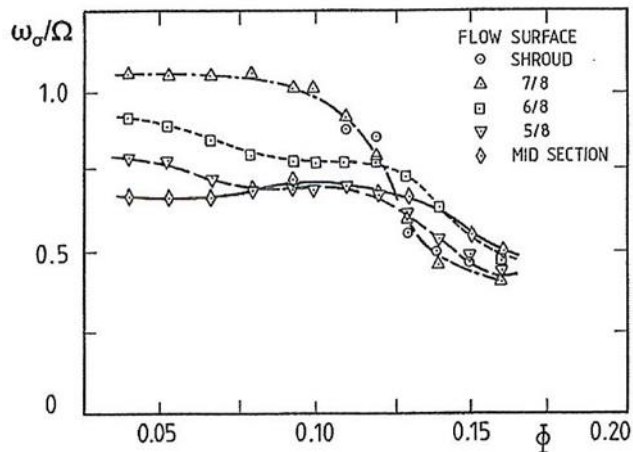


Fig. 2.25 – Variazione della velocità di rotazione della cella di stallo con il coefficiente di flusso, (Mizuki et al, 1978)

Una teoria non lineare è stata proposta da Takata e Nagano (1972) per i compressori assiali. Si basa sulle equazioni per flusso instazionario con specifiche aggiunte per le caratteristiche non lineari. Assumendo una distribuzione circonferenziale di pressione statica costante a valle della schiera, è possibile predire se una perturbazione di velocità sinusoidale sarà amplificata o meno. Tale modello è simile a quello presentato da Moore, ma vengono esplicitati gli effetti destabilizzanti del tempo di ritardo tra le variazioni di pressione e di velocità nell'impeller. Nuovamente lo stallo rotante è previsto come un'oscillazione che si automantiene, nella quale la parte non viscosa del flusso reagisce con la perturbazione viscosa. Le principali caratteristiche dello stallo rotante dell'impeller, come il numero d'onda e la velocità di propagazione, sono funzione del flusso non viscoso.

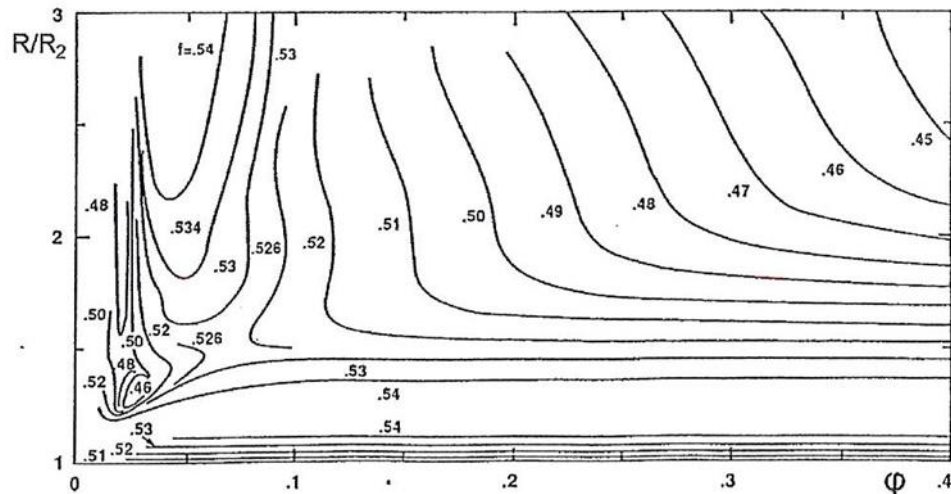


Fig. 2.26 – Velocità di propagazione di onde rotanti veloci, (Moore, 1989)

Lo stallo rotante dell'impeller generato nell'inducer è stato anche descritto da Kammer e Rautenberg (1982) attraverso misure di due celle stallate che ruotano al 44% della velocità del rotore. Tale velocità rotazionale è vicina a quella delle onde veloci predette da Moore

(1989) ($\frac{\omega_{\sigma}}{\Omega} = 0.46 \div 0.54$) ed è mostrata in Fig 2.26. Siccome esse sono causate dall'impeller, possono anche esistere in combinazione con diffusori molto corti e presentano una velocità di rotazione quasi costante. Tale velocità di rotazione è perturbata soltanto per bassi coefficienti di flusso e diffusori lunghi.

Interessanti studi sui campi di pressione instazionari di un impeller centrifugo durante lo stallo rotante sono stati presentati da Chen et al (1993 e 1994) per un impeller con pale backward di 30° e da Haseman et al (1993) per un impeller con pale ad uscita radiale.

La Fig. 2.27 mostra una serie di misure istantanee di pressione prese per un impeller con pale backswept che sta lavorando nel punto di funzionamento in cui comincia lo stallo rotante. In tale figura le zone ombreggiate con linee trasversali rappresentano quelle aventi alta pressione, al contrario quelle tratteggiate rappresentano zone a più bassa pressione.

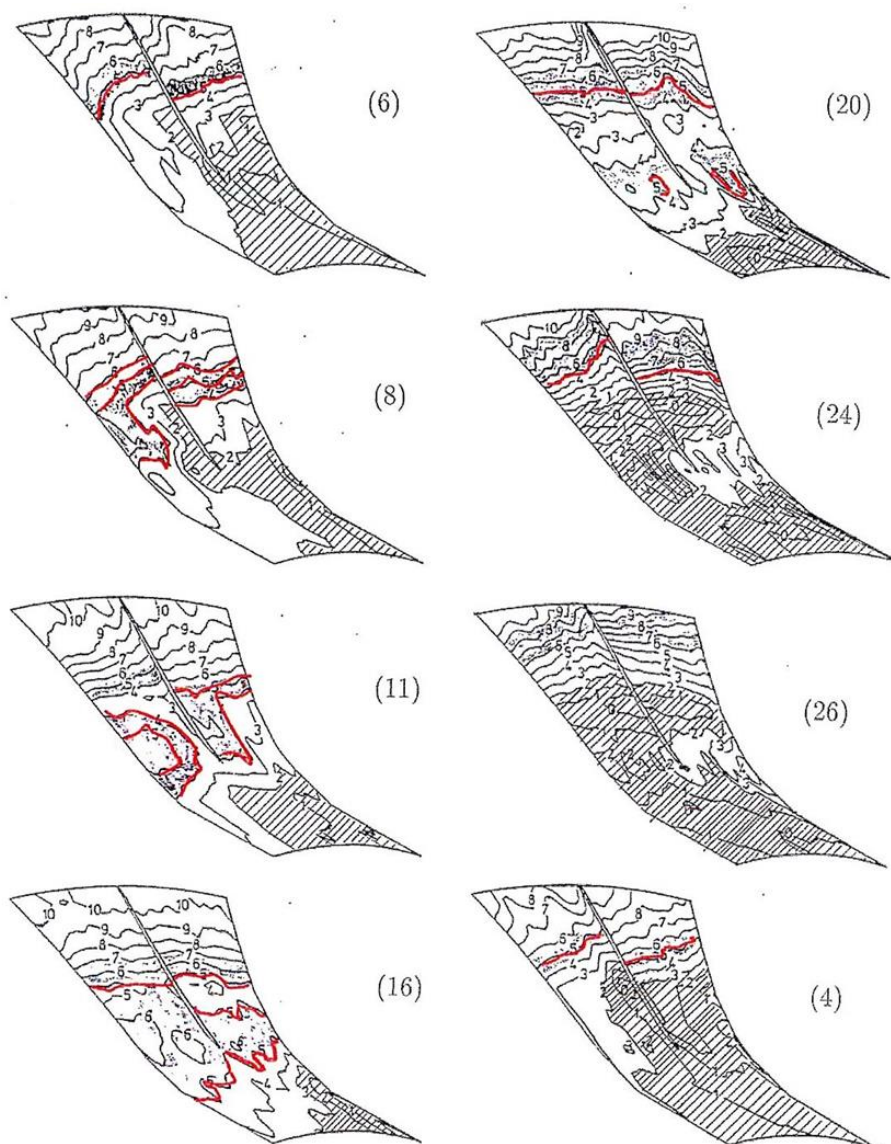


Fig. 2.27 – Sequenza di linee iso-pressione durante il surge in un canale di impeller con pala splitter, (Chen et al, 1993, 1994)

La figura (6) corrisponde alle condizioni di funzionamento normali. Le linee iso-pressione nell'exducer sono inclinate a causa dell'effetto combinato della forza centrifuga e della forza di Coriolis. La grossa zona a bassa pressione sulla suction side dell'inducer è causata dall'elevata incidenza.

Le immagini (8) e (11) sono all'inizio del flusso stallato. Si può osservare una zona crescente di alta pressione sulla pressure side che comincia a muoversi verso l'inlet.

Le immagini (16) e (20) mostrano una ampia area con piccolo incremento di pressione che corrisponde al canale completamente stallato. Le linee iso-pressione a valle si trovano in una zona a raggio circa costante a causa della mancanza della forza di Coriolis (non c'è flusso di passaggio). È visibile un grosso incremento di pressione nell'inducer, dovuto al carico palare elevato.

Le figure (20) e (24) presentano una pendenza delle linee iso-pressione opposta nella vicinanza della suction side dell'exducer. Questo è dovuto al ritorno locale del flusso ed è un fenomeno simile a quello osservato da Lennemann e Howard in Fig. 2.24. Il movimento a monte della zona ad alta pressione è da attribuirsi al ritorno del flusso comunemente associato allo stallo rotante.

L'incremento della pressione si ristabilisce gradualmente nell'exducer con una zona crescente di bassa pressione nell'inducer, figura (26). Il grafico (4) mostra l'estensione a valle di tale zona, finché una piccola cella stallata cresce sulla suction side del vano splitter.

Siccome la separazione ed il ritorno del flusso giocano un ruolo importante sull'inizio dello stallo rotante, non è sorprendente il fatto che un criterio usato per la previsione dell'inizio dello stallo rotante dell'impeller è un valore del rapporto tra la velocità di uscita rispetto a quella di ingresso. Tale correlazione è stata presentata da Rodgers (1977 e 1978). I dati presentati in Fig. 2.28 sono stati ottenuti per un elevato numero di impeller diversi. Comunque neanche la definizione di un diffusion factor più complesso o la dipendenza dal carico palare o dalla curvatura meridiana hanno permesso l'eliminazione dello scatter rispetto ai dati sperimentali.

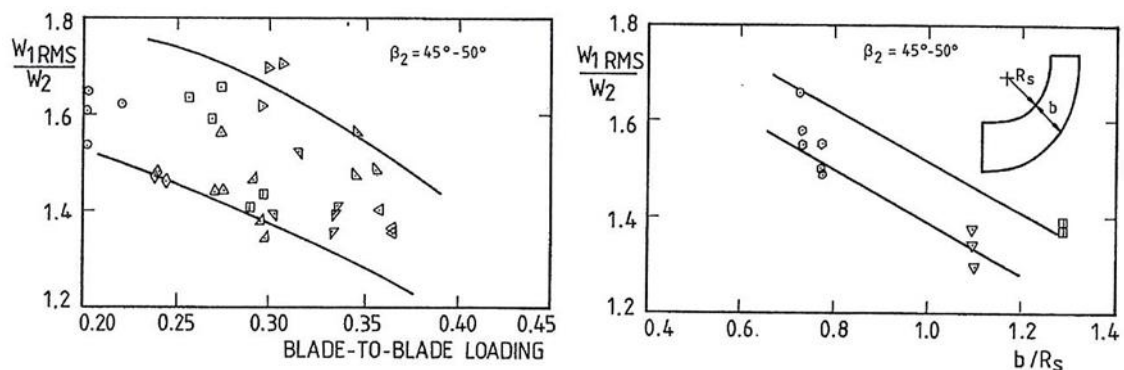


Fig. 2.28 – Rapporto tra velocità di uscita e di ingresso all'inizio del PIRS, (Rodgers, 1978)

Lo stallo rotante dell'impeller probabilmente dipende maggiormente dalla separazione nell'inducer rispetto alla diffusione nell'exducer. La separazione di entrambe le zone

risulterà comunque in una migliore previsione dello stallo rotante. Yoshinaka (1977) ha collegato tale stallo all'incremento adimensionale di pressione statica compreso tra il leading edge e la gola. Questo criterio è simile a quello relativo al semi- spazio non palettato tra impeller e diffusore proposto da Kenny (1970) per diffusori palettati.

Un approccio simile è stato anche proposto da Kosuge et al (1982). Essi hanno connesso l'incidenza al tip dell'inducer e il rapporto tra velocità al tip e alla gola all'inizio dello stallo rotante con il numero di Mach al tip dell'inlet, Fig. 2.29. Comunque i dati di Kammer e Rautenberg (1986) e di Ejiri et al (1983) pongono seri dubbi sulla validità di tale correlazione.

Una correlazione proposta da Japikse (1996) fa una distinzione tra diversi tipi di design. In Fig. 2.30 però si nota un grosso scatter che non può essere spiegato dalle differenze nelle geometrie dei compressori riportati.

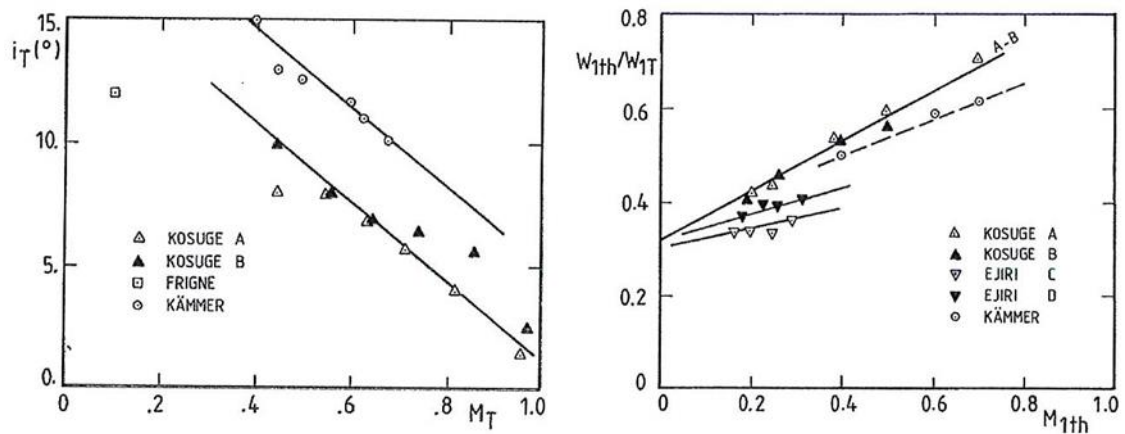


Fig. 2.29 – Rapporto tra velocità nella gola e al leading edge e incidenza al tip all'inizio del PIRS

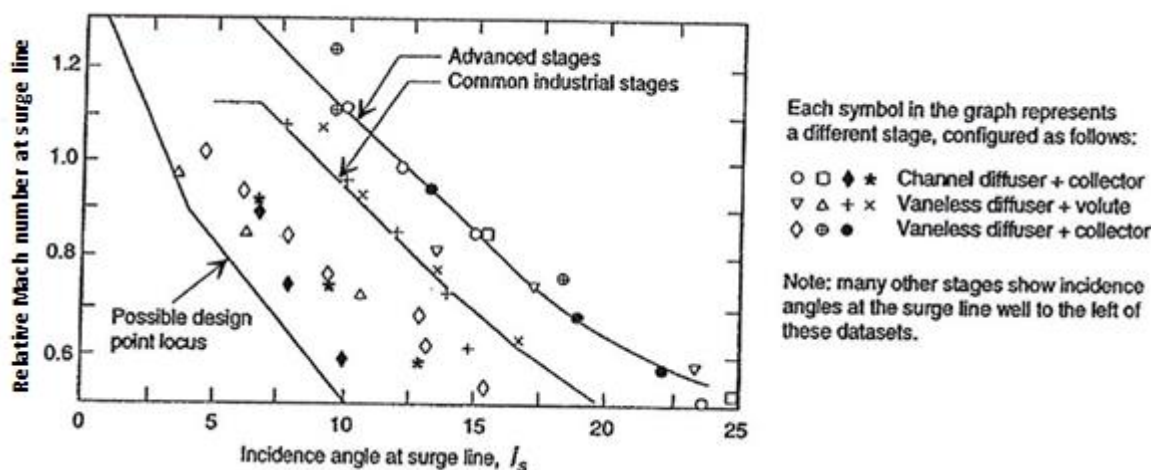


Fig. 2.30 – Angolo di incidenza per cui si verifica il PIRS, (Japikse, 1996)

L'influenza delle distorsioni all'inlet sul comportamento dello stallo rotante dell'inducer è stata esaminata da Ariga et al (1986). La Fig. 2.31 mostra la variazione della velocità di rotazione dello stallo rotante. In assenza di distorsioni, caso (a), si nota un rapido aumento della velocità rotazionale dal 50% all'inizio fino al 70% per il più basso coefficiente di flusso. Gli autori hanno riportato che l'ampiezza delle variazioni di velocità all'inlet aumenta al diminuire del coefficiente di flusso. Queste caratteristiche sono in buon accordo con quelle di Frigne e Van den Braembussche (1984). Quando la velocità di rotazione cade al 30%, si nota un improvviso aumento dell'ampiezza. Ariga et al (1986) considerano tale ampio stallo essere causato dal diffusore. Infatti sia l'improvvisa crescita dell'ampiezza che della velocità di rotazione è ciò che ci si aspetta dall'AIRS, causato dalla forte interazione tra l'impeller ed il diffusore predetta da Moore (1989, 1991).

Le distorsioni all'inlet sull'hub e sullo shroud spostano il limite allo stallo verso coefficienti di flusso maggiori. La velocità di rotazione parte dal 90% nel caso di distorsioni al hub. La transizione verso un ampio stallo è spostata verso valori del coefficiente di flusso minori poiché ci vuole più tempo prima che l'AIRS prenda il posto di un più forte PIRS.

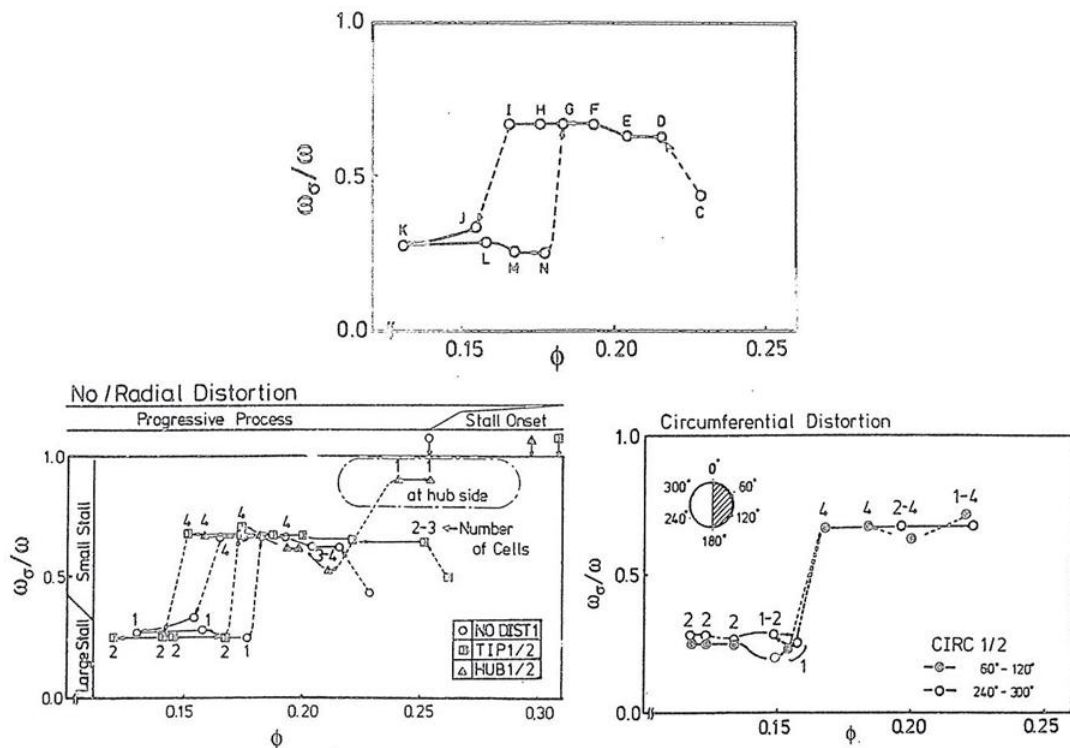


Fig. 2.31 – Variazione della velocità di propagazione assoluta con il coefficiente di flusso: (a) senza distorsioni all'inlet, (b) con distorsioni radiali, (c) con distorsioni circonferenziali, (Ariga et al, 1986)

2.6 Vaned Diffuser rotating stall

Il Vaned diffuser rotating stall mostra alcune similarità allo stallo rotante dell'impeller. Tuttavia il flusso entrante è più complesso a causa dell'ampia non uniformità lungo lo span del flusso entrante, del flusso molto tangenziale, delle instazionarietà del flusso, sia nel frame assoluto (diffusore), come conseguenza della non uniformità circonferenziale del flusso relativo all'uscita dell'impeller, sia nel frame relativo (impeller) dalla influenza a

monte della pala del diffusore. Tipici cambi temporanei dell'angolo di ingresso sono dell'ordine di 10-15° in combinazione con una più ampia variazione lungo lo span dell'ordine di 20-25° (Krain, 1981). L'alta frequenza delle instazionarietà e il rapido miscelamento del flusso sono considerate responsabili per l'insensibilità relativa del diffusore palettato alle distorsioni circonferenziali del flusso in ingresso. L'ampia disuniformità lungo lo span è considerata essere un fattore importante a causa del suo impatto sull'incidenza della pala diffusoria.

L'incremento di pressione nei singoli subcomponenti del diffusore palettato (vaneless e semi-vaneless space, diffuser channel e uscita del diffusore) insieme all'incremento di pressione globale è stato misurato da Hunziker e Gyarmathy (1994). I risultati sono mostrati in Fig. 2.32. Il vaneless e semi-vaneless space mostrano una pendenza negativa dell'incremento di pressione rispetto alla portata sull'intero range operativo, più livellato al minimo del coefficiente di portata. Il diffuser channel e l'uscita del diffusore mostrano una pendenza positiva, suggerendo che questo dovrebbe essere la parte instabile del diffusore. Una pendenza positiva della pressione rispetto alla portata destabilizza il flusso nel sistema rotante perché ogni cambiamento nella portata incrementerà l'energia aggiunta al sistema che aumenterà l'ampiezza della perturbazione. In questo modo una pendenza positiva di un componente non rotante destabilizza se fa cambiare la pendenza dell'intera curva delle performance, infatti questo può essere compensato da un altro componente; in questo caso dal semi-vaneless space. La crescita dell'incremento di pressione nell'ingresso del diffusore con il decrescere della portata è causato da un aumento del bloccaggio in gola e quindi in una decrescita dell'incremento di pressione nel canale divergente a valle. Il diffusore palettato potrebbe rimanere stabile fintantoché l'aumento dell'incremento di pressione nel semi-vaneless space è più grande della caduta di pressione nel diffuser channel, causato dalla crescita del bloccaggio in gola. Invece la crescita di pressione tra l'uscita dell'impeller e la sezione di gola hanno una pendenza negativa, è generalmente accettato che il modo con cui la crescita di pressione è raggiunta nel semi-vaneless space è critico in termini di stabilità.

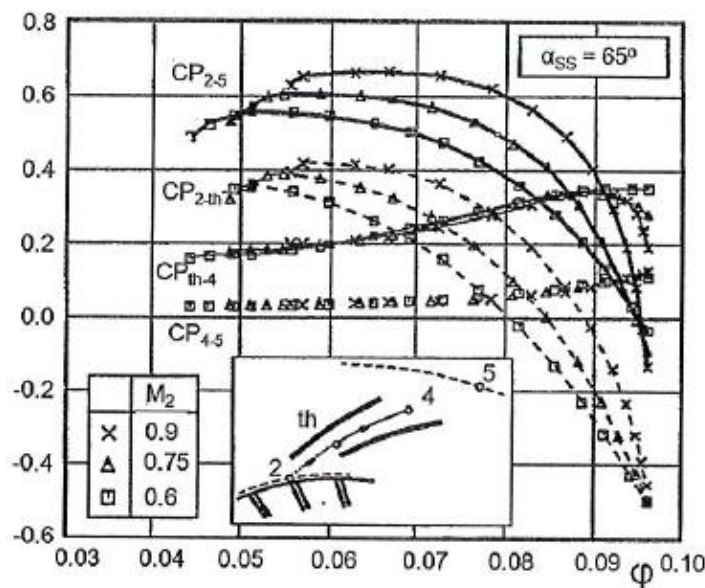


Fig. 2.32 – Incrementi di pressione nei subcomponenti di un diffusore palettato, (Hunziker e Gyarmathy, 1994)

È cosa nota che la stabilità del diffusore non palettato dipende dall'angolo di ingresso, il rapporto dei raggi e la larghezza all'ingresso rapporto dei raggi. Questi criteri possono essere usati come guida nel definire l'estensione radiale del vaneless space. È perciò discutibile se è ancora applicabile nei diffusori palettati dove l'asimmetria del flusso è distorta dall'influenza a monte delle pale diffusoriche.

In analogia ai compressori assiali l'attenzione è stata focalizzata ad altri tipi di stallo rotante, quali i tipi di instabilità modali e di spike. Le perturbazioni modali sono distorsioni ondulatorie circonferenziali rotanti in modo subsincrono lungo un cammino tangenziale tra l'uscita dell'impeller e il diffusore. Il loro impatto sulle performance globali possono essere molto piccole e servirebbe una strumentazione adatta per avvertirle. Quando si strozza il compressore le onde potrebbero trasformarsi in una irreversibile via allo stallo rotante. La velocità di rotazione della cella di stallo è spesso più grande di quella della perturbazione modale. Perciò il modello di perturbazioni e di cella di stallo finita non sono necessariamente elementi consecutivi. A seconda delle condizioni operative l'ampiezza dell'iniziale perturbazione potrebbe crescere o decrescere col tempo in modo reversibile (Day, 1993). Tecniche di modellizzazione di sistemi di compressione (Longley, 1994) permettono una stima di questo tipo di instabilità considerando l'interazione tra impeller e diffusore. Con una diagnosi precoce e secondo la crescita dell'ampiezza ci potrebbe essere spazio per il flusso di controllo.

Instabilità di tipo spike hanno origine dall'interazione col leading edge del diffusore palettato. Essi sono disturbi irreversibili che appaiono improvvisamente quindi sono difficili da controllare. Everitt e Spakovszky (2013) descrivono il meccanismo dello spike stall come una separazione di flusso al leading edge del diffusore a causa di una troppo elevata incidenza senza alcuna interazione con l'impeller. Risultati numerici sono mostrati in Fig. 2.33, sono stati ottenuti da calcoli stazionari del solo diffusore con condizioni all'ingresso asimmetriche definite in un singolo canale. Un simile approccio fornisce una più chiara idea sul flusso del diffusore eliminando le perturbazioni instazionarie date dal flusso in uscita dell'impeller circonferenzialmente non uniforme. Si osserva come localmente vi siano dei vortici nel vaneless space che comportano velocità radiale negativa e più avanti intorno alla circonferenza per cui essi crescono e innescano una variazione dell'incidenza sulla pala vicina.

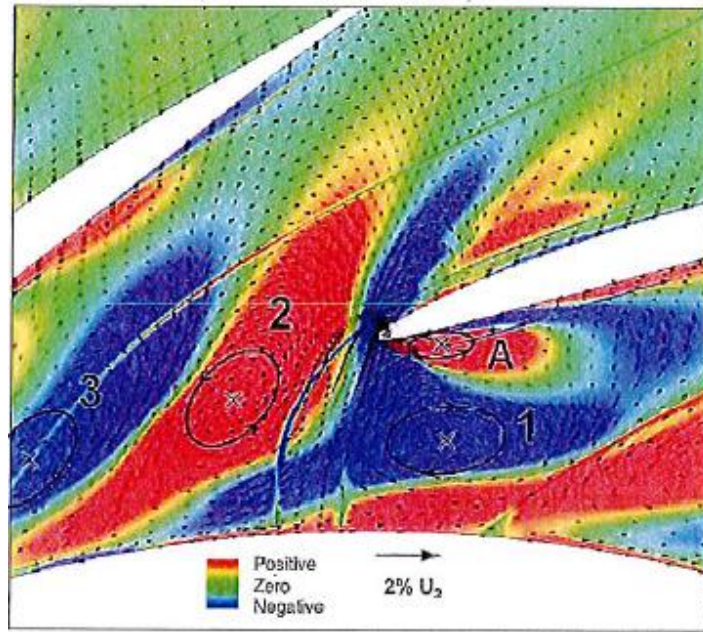


Fig. 2.33 – Vortici controrotanti all'ingresso di un diffusore palettato con distribuzione della vorticità dal leading edge (A) si unisce al passage vortex in un secondo momento (2), (Everitt e Spakovszky, 2013)

Questo tipo di instabilità spike è più chiara che si verifica alle alte velocità di rotazione (flusso più tangenziale) e in flussi con una disuniformità lungo lo span cioè bassa velocità radiale vicino allo shroud. Queste perdite hanno un impatto abbastanza elevato sulle prestazioni globali e ad esempio potrebbero innescare il surge in punti dove la curva delle performance ha ancora pendenza negativa. Lo stallo rotante è più facile che si verifichi a basse velocità di rotazione dove il flusso all'ingresso del diffusore è più radiale.

Invece l'incidenza al leading edge del diffusore gioca un ruolo chiave all'inizio dello stallo rotante del diffusore, molti modelli di previsione sono basati sull'incremento di pressione statica tra l'uscita dell'impeller e la gola. Una ragione è la difficoltà nel definire l'incidenza di un flusso fluttuante e valutare l'impatto di un'incidenza instazionaria sullo strato limite e sulle perdite. Una correlazione basata sull'incidenza non ha comunque molto significato senza considerare la disuniformità lungo lo span, che non è nota in un modello di previsione semplificato. Perciò molti criteri per lo stallo sono basati sulla crescita di pressione statica dal leading edge alla gola che dipende dall'incidenza.

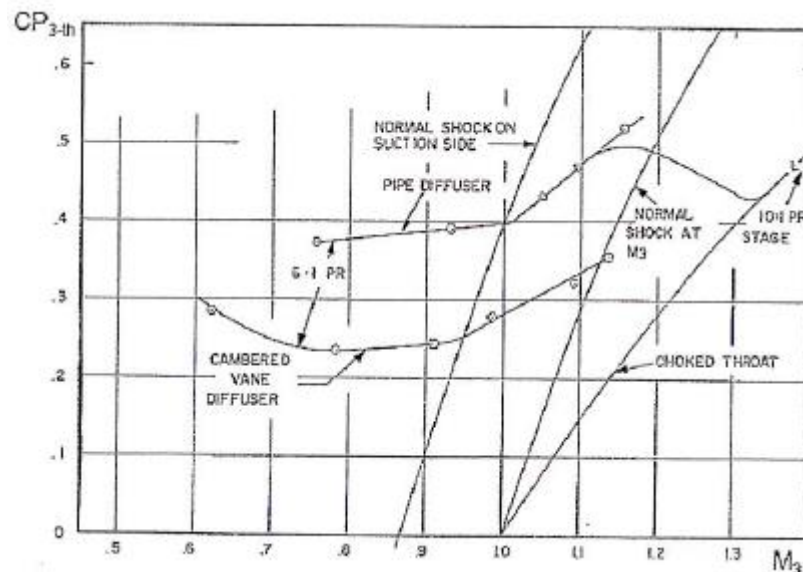


Fig. 2.34 – Limite della crescita di pressione statica nel semi-vaneless space, (Kenny, 1972)

Questa crescita di pressione statica è limitata dallo stallo all'ingresso del diffusore, risultante in una caduta brusca delle performance dell'intero diffusore. Pratici metodi di previsione non fanno perciò distinzione tra stallo profondo e surge. Il limite della crescita di pressione statica è stato studiato da Kenny (1972). I risultati, mostrati in Fig. 2.34, indicano una dipendenza dal numero di Mach all'ingresso e dalla geometria del diffusore. Il limite del coefficiente di incremento di pressione statica è circa 0.4 per flussi subsonici e più alto per flussi supersonici a causa dell'addizionale incremento di pressione statica dovuto per l'onda d'urto. I risultati di Fig. 2.34 suggeriscono che diffusori non palettati sono più performanti dei diffusori palettati, ma altri dati mostrano un comparabile massimo di incremento di pressione coi diffusori palettati.

Japikse (1986) confrontò valori sperimentali del massimo incremento di pressione statica $C_{p,3-th}$ di differenti diffusori con i dati di Fig. 2.34 e osservò importanti discrepanze. Questo riflette l'influenza del flusso in ingresso, l'incidenza del leading edge del diffusore e i dettagli delle geometrie delle pale sul flusso nel vaneless e semi-vaneless space. Conrad et al (1980) aggiunsero una correzione per l'incidenza sulla pala del diffusore.

Varie investigazioni hanno suggerito che il rapporto tra il numero di pale dell'impeller e del diffusore hanno un'influenza sulla portata di flusso. L'idea dietro questa tesi si relaziona all'ampiezza della scia risultante dall'impeller rispetto all'ampiezza o al pitch del passaggio pale nel diffusore. Larghi pitch delle pale del diffusore sono meno probabili da essere bloccati dalla scia delle pale dell'impeller ad alta incidenza. Tale tesi favorisce anche un largo semi-vaneless space per ridurre la distorsione all'ingresso del diffusore e il numero di Mach.

Elder e Gill (1984) estendono l'idea di Baghdadi e McDonald (1975) e di Came e Herbert (1980) con la correlazione mostrata in Fig. 2.35 che relaziona il massimo di crescita di pressione statica allo stallo (e surge) al rapporto della superficie bagnata del semi-vaneless space A_w con l'area della gola del diffusore A_{th} e il numero di pale dell'impeller (comprese gli splitter Z_r). La superficie bagnata cresce insieme al raggio del leading edge del diffusore

e decresce con il numero di pale. La correlazione indica che non c'è ragione per crescere la superficie bagnata senza ridurre il numero di pale oltre un certo limite. Si crede che crescere il numero di pale dell'impeller abbia un effetto stabilizzante perché provoca scie più piccole e cresce la frequenza delle perturbazioni di flusso all'ingresso del diffusore.

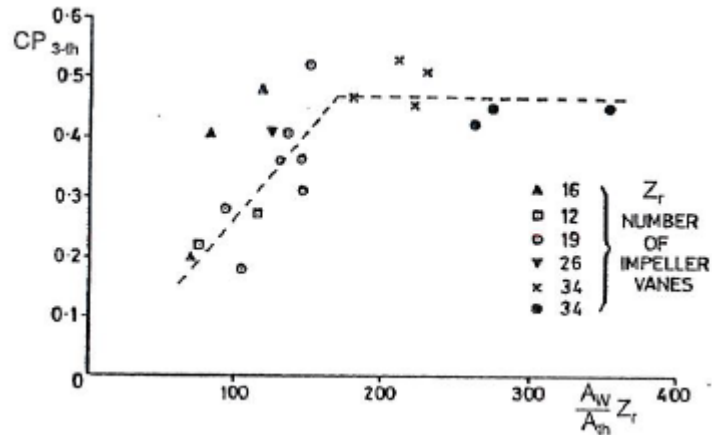


Fig. 2.35 – Correlazione per il recupero di pressione del semi-vaneless space al surge, (Elder e Gill, 1984)

La vantaggiosa influenza di un diffusore con poche pale è confermata dai dati sperimentali di Japikse (1980) che anche menziona una crescita del recupero di pressione con un'onda quando vi sono poche pale. L'onda contribuisce sostanzialmente alla crescita di pressione statica e risulta in un flusso più stabile. Questo è riflesso di un ampio range tra surge e choke, Fig. 2.36. Tuttavia non è specificato se in aggiunta al numero di pale anche altri parametri come l'area di gola totale e l'angolo di regolazione sono cambiati.

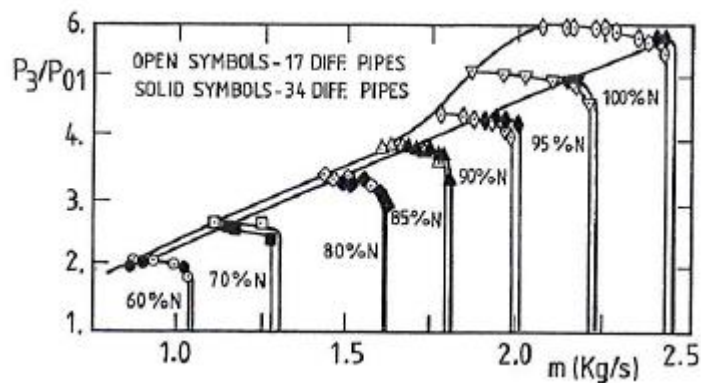


Fig. 2.36 – Influenza del numero di pale del compressore sulla stabilità, (Japikse, 1980)

Il semi-vaneless space interagisce con il canale divergente a valle della gola (bidimensionale o conica) attraverso il bloccaggio in gola. Un cambio nell'angolo di apertura del canale divergente potrebbe risultare in un diffusore stallato o un diffusore che opera al massimo C_p (Reneau et al, 1967). È stato sperimentalmente dimostrato che un cambio del bloccaggio in gola cambierà il valore del C_p , ma non il luogo del massimo C_p . Quindi una crescita del bloccaggio in gola non provocherà cambi bruschi nelle performace.

Questo è stato teoricamente confermato da Senoo e Nishi (1977). Il canale divergente dovrebbe perciò non essere considerato come l'unica innesco dello stallo. Infatti Clements e Artt (1987) menzionano una variazione del limite di stallo con l'angolo di divergenza del canale.

La velocità di rotazione delle celle di stallo nei compressori centrifughi con diffusore palettato può essere calcolato nello stesso modo che per i compressori assiali (Cumpsty e Greitzer, 1982), (Gyarmathy, 1996). Visualizzando il flusso in un sistema co-rotante con la cella di stallo, la cella non si sta muovendo, il rotore sta ruotando con la velocità $\Omega - \omega_\sigma$ e a valle il diffusore con velocità nella direzione opposta $-\omega_\sigma$. Fig. 2.37 da una vista schematica della linea di corrente di fluido intrappolata in una cella di stallo. Il fluido entrante nell'impeller sul leading edge con una cella di stallo è decelerato quando viene intrappolato dalla cella e riaccelerato alla velocità del flusso precedente quando lascia la cella di stallo al trailing edge dell'impeller, dove esso contribuisce al flusso pulito nel diffusore.

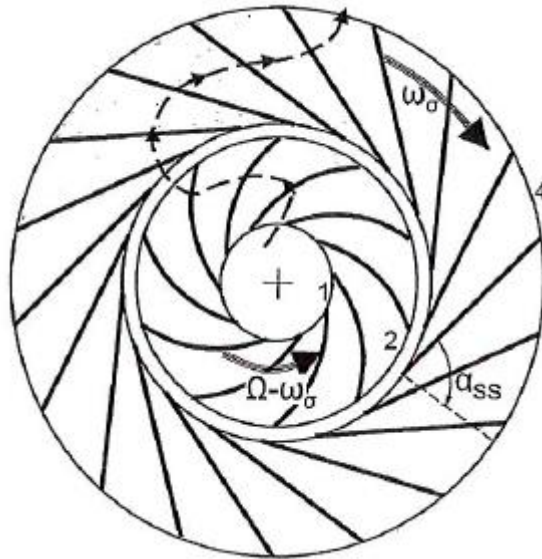


Fig. 2.37 – Linea di corrente della singola cella di stallo rotante vista nel riferimento fisso della cella, (Gyarmathy, 1996)

Il flusso instazionario incomprimibile e inviscido in un tubo è definito da:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial l} \quad (2.15)$$

Assumendo che ai bordi della cella di stallo l'accelerazione instazionaria $\frac{\partial V}{\partial t}$ è più grande del termine convettivo $V \frac{\partial V}{\partial s}$, l'equazione (2.15) si riduce a:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_r} \frac{\Delta P}{L_r} \quad (2.16)$$

Quando il fluido nei canali rotorici di lunghezza L_r passa da uno non stallato ad uno stallato, la velocità cambia della quantità $\Delta V = \Delta V_R / \cos \tilde{\beta}$. Assumendo inoltre che questa variazione si verifica in una frazione $\Delta\theta$ della circonferenza, fornisce la seguente approssimazione dell'accelerazione:

$$\frac{\partial V}{\partial t} \approx \frac{\Delta V_R}{\cos \tilde{\beta}} \frac{(\Omega - \omega_\sigma)}{\Delta\theta} \quad (2.17)$$

Sostituendo nell'equazione (2.16) si arriva alla seguente pulsazione di pressione lungo l'impeller quando entra/esce la cella di stallo:

$$\Delta P_r = \rho_r \frac{L_r}{\Delta\theta \cos \tilde{\beta}} \frac{\Delta V_R}{\cos \tilde{\beta}} (\Omega - \omega_\sigma) \quad (2.18)$$

Si nota che la crescita di pressione dovuto alle forze $\Delta P = \rho(U_2^2 - U_1^2)$ non è noto perché è indipendente dalla velocità del flusso e perciò uguale alle zone stallate e non stallate.

Le misure durante stallo rotante indicano una forte variazione della pressione statica nello spazio tra l'impeller e il diffusore. Assumendo zero distorsioni circonferenziali all'ingresso o uscita, la pressione statica a monte e a valle del compressore sarà costante lungo la circonferenza. Quindi, qualunque cambiamento della pressione statica dell'impeller sarà compensato da un opposto nel diffusore palettato:

$$\Delta P_D + \Delta P_r = 0 \quad (2.19)$$

ove ΔP_D è la conseguenza di un improvviso cambiamento di velocità ΔV_R nel canale diffusorico lungo L_D , tuttavia questa volta lungo una direzione vicina al leading edge sulla suction side del diffusore ($\alpha_{3,SS}$):

$$\Delta P_D = \rho_D \frac{L_D}{\Delta\theta \cos \alpha_{3,SS}} \frac{\Delta V_R}{\cos \alpha_{3,SS}} (\omega_\sigma) \quad (2.20)$$

Approssimando le lunghezze dei canali rotorici e diffusorici:

$$L_r = \frac{R_2 - R_1}{\cos \tilde{\beta}} \quad L_D = \frac{R_4 - R_2}{\cos \tilde{\alpha}_{3,SS}} \quad (2.21)$$

e poiché entrambe le perturbazioni di pressione recitano sulla stessa distanza circonferenziale $\Delta\theta$ si ottiene la seguente relazione tra la velocità della cella di stallo rotante ω_σ e la velocità di rotazione dell'impeller Ω :

$$\rho_D \frac{R_4 - R_2}{\cos^2 \tilde{\alpha}_{3,SS}} \Delta V_R \omega_\sigma + \rho_r \frac{R_2 - R_1}{\cos^2 \tilde{\beta}} \Delta V_R (\Omega - \omega_\sigma) \quad (2.22)$$

o più esplicitamente:

$$\frac{\omega_\sigma}{\Omega} = \frac{\rho_r \frac{R_2 - R_1}{\cos^2 \tilde{\beta}} \Delta V_R}{\rho_D \frac{R_4 - R_2}{\cos^2 \tilde{\alpha}_{3,SS}} \Delta V_R + \rho_r \frac{R_2 - R_1}{\cos^2 \tilde{\beta}} \Delta V_R} \quad (2.23)$$

Questo chiaramente evidenzia come la propagazione della velocità di rotazione della cella di stallo nell'impeller è uguale al rapporto dell'inerzia nell'impeller sull'inerzia dell'intero stadio. L'improvvisa decrescita della quantità di moto nell'impeller quando l'uscita è bloccata dallo stallo nel diffusore crea una pulsazione di pressione che spegne il flusso

stallato del diffusore. La velocità con la quale si verifica dipende dalla variazione di portata e di velocità in ogni componente. La (2.23) può essere riscritta come:

$$\frac{\omega_\sigma}{\Omega} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_D}{\rho_r} \frac{\Delta R_D}{\Delta R_r} \frac{\cos^2 \tilde{\beta}}{\cos^2 \tilde{\alpha}_{3,SS}}} = \frac{1}{1 + A} \quad (2.24)$$

Gyarmathy (1996) ha verificato questo approccio e trovato una buona approssimazione con i dati sperimentali, Fig. 2.38. Differenti combinazioni di impeller e diffusori danno una velocità di rotazione tra 5 - 85%.

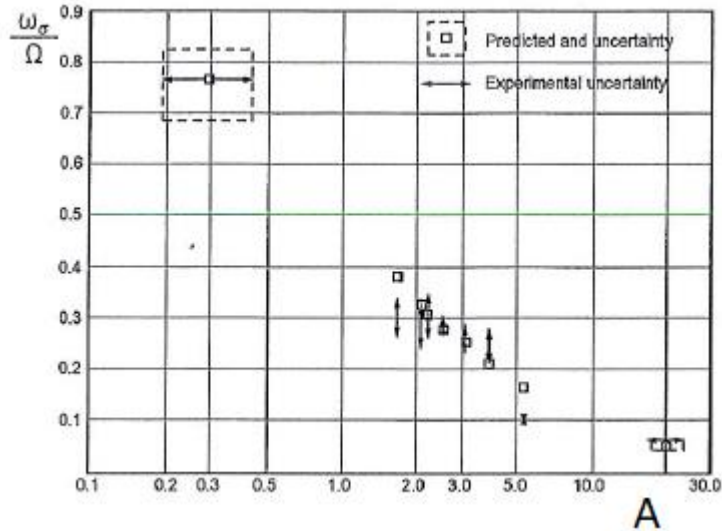


Fig. 2.38 – Velocità di rotazione dello stallo sperimentale predetta rispetto a quella sperimentale, (Gyarmathy, 1996)

I precedenti modelli non valgono per i diffusori non palettati perché non c'è un'unica relazione tra l'estensione circonferenziale della quantità di moto scambiata dall'area dell'impeller rispetto a quella del diffusore. Il fluido lasciato dall'impeller non è più intrappolato in un canale, ma può diffondere liberamente.

Le instabilità provocate da un ritorno nelle pale del diffusore sono state presentate da Bonciani et al (1982). Essi osservarono instabilità rotanti a una frequenza tra il 9 e il 15% della velocità di rotazione dell'impeller e la frequenza era cresciuta con una diminuzione della portata, Fig. 2.39a. In entrambe le configurazioni A e B, le instabilità cominciano con lo stesso angolo di incidenza e provocano un'importante decrescita della crescita di pressione nel canale diffusorico, Fig. 2.39b. Questo tipo di stallo rotante è la conseguenza di una troppo elevata incidenza sulle pale di ritorno alle basse portate, Fig. 2.40.

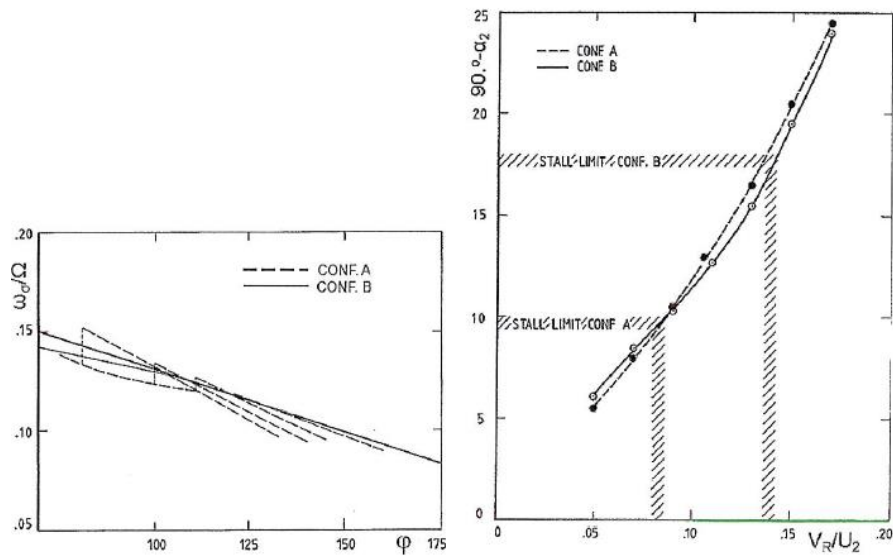


Fig. 2.39 – a: Variazione della velocità di rotazione con il coefficiente di portata all'ingresso per il ritorno di flusso per lo stallo rotante, b: influenza della geometria del canale su α_{2c} , (Bonciani et al, 1982)

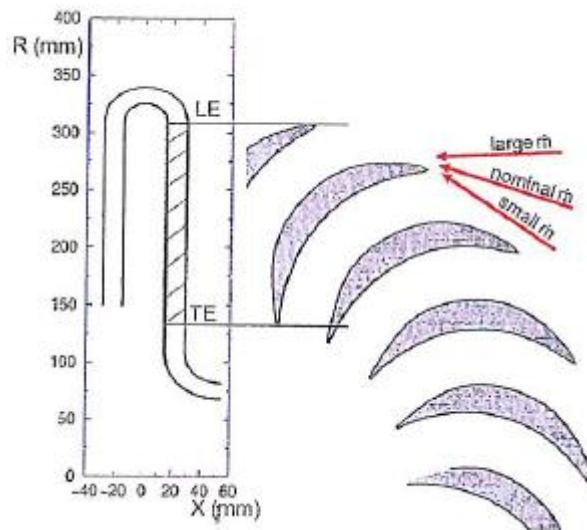


Fig. 2.40 – Variazione dell'incidenza con la portata nel canale di ritorno

2.7 Surge o pompaggio

Il surge è una condizione operativa di un sistema di compressione, Fig. 2.41. Esso consiste in un'ampia variazione periodica della portata nel sistema compressore e valvola che provoca una variazione periodica della pressione nel plenum. Il sistema di espansione può essere una valvola oppure una turbina.

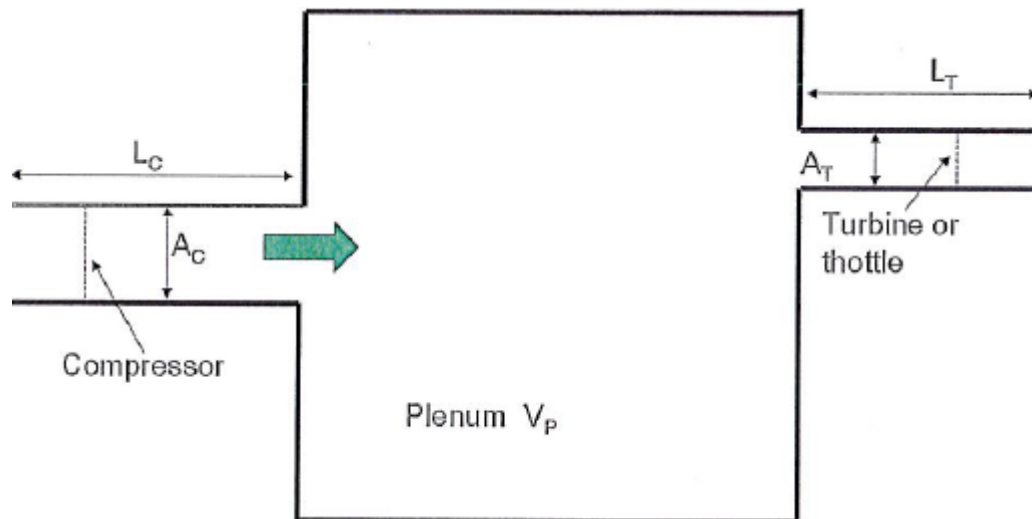


Fig. 2.41 – Sistema di compressione

Il mild surge è un'oscillazione del flusso dove le oscillazioni coprono i 360° dei canali ad un'ampiezza piccola senza ritorno di flusso ogni volta. Il deep surge è raggiunto quando si verifica una forte oscillazione del sistema. Alcune modellizzazioni sono state proposte da Emmons et al (1955) e successivamente da Taylor (1966) e Dussourd (1977), che sono state estese ad un sistema non lineare e applicato a compressori assiali da Greitzer (1976). Il compressore è rimpiazzato da un generatore avente una funzione caratteristica e un tubo a sezione costante. In questa regione il fluido ha un'importante energia cinetica e le dimensioni A_c e L_c sono definite in modo tale da creare la stessa dinamica per ogni portata. Il serbatoio è considerato con una grande capacità a pressione variabile (energia potenziale immagazzinata) ma con energia cinetica trascurabile. La pressione nel serbatoio è controllata da una valvola e dipende dall'apertura e dalla portata. L'analogo schema elettrico, Fig. 2.42, che considera anche il tubo di ingresso e di scarico è stato fatto da Dean e Young (1977).

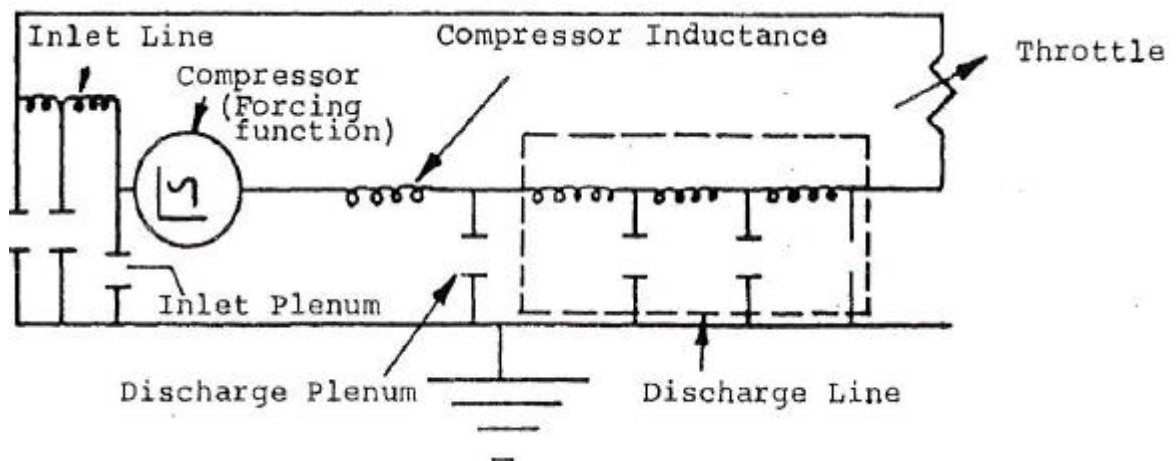


Fig. 2.42 – Analogia elettrica di un sistema di compressione, (Dean e Young, 1977)

Per quanto riguarda invece il caso di compressori centrifughi multistadio un sistema dinamico di controllo del surge è stato modellizzato e studiato sperimentalmente da Arnulfi

et al (1999), il quale successivamente ha sviluppato un sistema di controllo passivo mediante modello lumped non lineare che è stato poi brevettato Arnulfi et al (2001).

3. Metodi e approcci di calcolo CFD

3.1 Introduzione

La fluidodinamica computazionale (CFD: Computational Fluid Dynamics) è la tecnica che risolve e analizza problemi relativi alla fluidodinamica mediante un approccio di tipo numerico, attraverso l'utilizzo di risorse informatiche. Viene oggi largamente utilizzata nel campo dell'industria e della ricerca per tutti i problemi che contemplano l'azione di fluidi. I software oggi disponibili per questo tipo di analisi sono molti, sia vincolati all'acquisto di licenza (tra i più famosi si ricordano CFX, Fluent, NUMECA, STAR CCM+, STAR-CD) che open source (come OpenFOAM e Code Saturne). Anche se i primi approcci numerici alla meccanica dei fluidi sono riconducibili agli anni '30 e '40, la fase di sviluppo legata alla realizzazione di metodi numerici affidabili è attribuibile agli anni '50 e '60; negli ultimi decenni si è poi ulteriormente diffusa grazie al miglioramento delle prestazioni dei calcolatori ed alla riduzione dei loro costi.

L'accuratezza rispetto alla realtà fisica dipende da una serie di fattori; in primo luogo risulta determinante la potenza di calcolo disponibile: risorse informatiche altamente performanti permettono l'utilizzo di reticoli di calcolo molto fitti e di modelli numerici più accurati che impiegano tempi di calcolo accettabili. Non meno importante è la capacità dell'operatore, il cui compito è quello di impostare il problema numerico nel modo che meglio si adatta al problema fisico e all'obiettivo della simulazione.

L'approccio CFD risulta oggi molto diffuso sia in ambito di verifica che in fase di progetto. Per esempio può essere utilizzato per analizzare le prestazioni di una determinata macchina senza averla ancora realizzata o per la verifica del comportamento in off-design o per provare svariate configurazioni di una macchina le cui modifiche e relative misure richiederebbero troppo tempo in un apparato sperimentale. In fase di progetto la CFD rappresenta un importante mezzo di supporto alla realizzazione di prodotti di alto livello fin dalle prime fasi: in questo caso la simulazione fluidodinamica del prototipo è inserita all'interno di una procedura iterativa di design, che prevede spesso la realizzazione di modelli numerici parziali che vengono progressivamente migliorati e testati.

La maggior parte dei software CFD suddividono la simulazione in varie fasi:

- Pre-processing
- Solver
- Post-processing

3.1.1 Pre-processing

Il primo passo della procedura CFD è il pre-processing. In questa fase l'utente definisce la geometria di interesse, all'interno della quale viene inserito il dominio di calcolo in forma discretizzata mediante una mesh. La geometria può essere costruita direttamente con il software oppure importata da disegni in CAD.

Le operazioni eseguibili con il preprocessore sono:

- definizione della geometria
- generazione della mesh, ossia suddivisione del dominio fluido in piccole celle definite in base ai nodi della rete (mesh)
- definizione delle varie parti della mesh

- selezione del tipo di fluido
- selezione del fenomeno fisico di interesse
- definizione dei parametri fisici, modelli di turbolenza, ecc.
- selezione e definizione delle condizioni al contorno
- selezione delle impostazioni e parametri di calcolo

Le soluzioni del dominio avvengono nei nodi definiti in precedenza, pertanto un numero maggiore di celle della griglia assicura una maggiore accuratezza nella soluzione del problema. Ciò comporta un tempo più lungo di elaborazione del calcolatore e di conseguenza un maggior dispendio economico per la macchina elaboratrice, soprattutto in termini di prestazioni di calcolo.

In genere il codice CFD riesce automaticamente a generare buone griglie per geometrie che non presentano variazioni di dimensione sensibili. Per ottenere ottime griglie dove il mesher non riesce ad applicare il proprio algoritmo, si procede manualmente, ma ciò richiede molto tempo e una notevole esperienza da parte dell'utente.

3.1.2 Solver

Il solutore ha la funzione di portare a convergenza le equazioni che descrivono il campo di moto discretizzato della geometria impostata nella fase di pre-processing. Vengono usati i seguenti metodi:

- differenze finite
- elementi finiti
- volumi finiti

L'approccio più utilizzato dai software per l'analisi fluidodinamica è il metodo dei volumi finiti. Le fasi principali dello schema sono:

- applicazione ed integrazione delle equazioni differenziali parziali del moto (continuità, quantità di moto ed energia) ai volumi finiti che discretizzano l'intero dominio.
- conversione delle equazioni differenziali in un sistema di equazioni algebriche con l'introduzione di approssimazioni
- risoluzione iterativa della equazioni algebriche

L'approccio iterativo è richiesto dalla natura non lineare delle equazioni e la soluzione tende a convergere passo dopo passo alla soluzione esatta. L'errore tra la soluzione finale e quella esatta, che spesso è ignota, dipende da numerosi fattori, quali la grandezza e la forma dei volumi e i residui finali. Complessi fenomeni fisici come la combustione e la turbolenza sono spesso modellizzati usando relazioni empiriche e l'approssimazione introdotta dai modelli contribuisce alla differenza tra la soluzione CFD e quella reale.

3.1.3 Post-processing

I principali pacchetti CFD presentano interfacce grafiche di visualizzazione dei risultati. Esse sono suddivise in:

- visualizzazione della geometria e della mesh
- visualizzazione dei vettori di flusso
- visualizzazione delle linee di corrente
- visualizzazione grafica di grandezze quali pressione e temperatura
- esportazione delle immagini
- animazioni

L'introduzione di questi pacchetti consente all'utente di visualizzare i risultati e facilitarne l'interpretazione. In questo modo l'operatore è in grado di valutare più velocemente le zone che richiedono particolare attenzione.

3.2 Ansys CFX

Per la realizzazione dei calcoli effettuati nella tesi è stato utilizzato il programma commerciale CFX della suite ANSYS, potente ed intuitivo codice per la simulazione fluidodinamica, particolarmente apprezzato in ambito turbomacchinistico.

Il programma è costituito a sua volta da quattro moduli:

- TurboGrid è il programma per l'importazione della geometria e la costruzione della mesh. È stato sviluppato in ambito turbomacchinistico e per questo è molto adatto allo studio di palettature ed in generale di turbomacchine. La mesh viene implementata in modo molto guidato, dando comunque la possibilità all'operatore di intervenire sui parametri principali. È possibile anche costruire la geometria con un software CAD esterno, ad esempio Solidworks, Solid Edge, AutoCAD 3D, PTC Creo e poi importarla all'interno di TurboGrid.
- CFX-Pre dove vengono inserite le mesh e preparate per il calcolo. Le mesh possono provenire da Turbogrid o da altri mesher come ad esempio ICEM. All'interno vengono costruiti i vari domini del fluido, indicando per ognuno la specifica condizione al contorno.
- CFX-Solver Manager è il programma che effettivamente svolge i calcoli. Durante il conto si possono monitorare alcune grandezze definite dall'utente nel pre-processing ed analizzare gli andamenti dei residui. Si possono effettuare calcoli stazionari o instazionari a seconda del tipo di problema analizzato.
- CFX-Post è il programma dove è possibile visualizzare tutta la struttura fluidodinamica e permette di analizzare i risultati, visualizzandoli con diverse soluzioni grafiche quali diagrammi, contour, vettori, linee di corrente, ecc. Nel caso di calcoli instazionari è anche possibile costruire dei video.

La Fig. 3.1 riassume i vari passaggi della modellizzazione in uno schema logico.

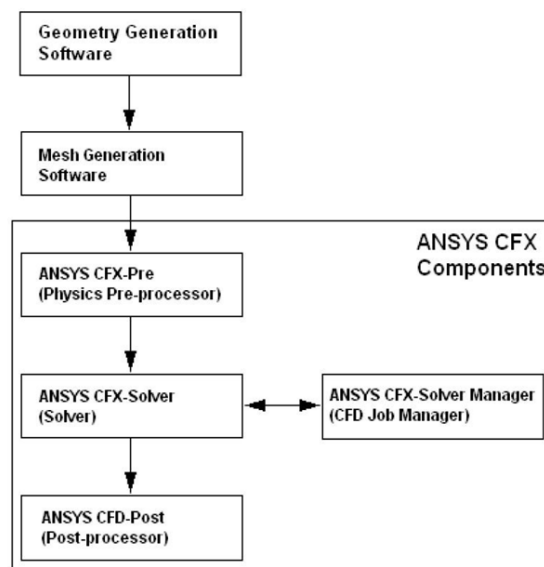


Fig. 3.1 – Schema logico del modello

Nei successivi paragrafi vengono descritti i modelli di calcolo CFD utilizzati per la simulazione dei compressori centrifughi oggetto della tesi.

3.3 Il modello di calcolo Simple Model

Il Simple Model è un modello di calcolo semplificato che permette di effettuare simulazioni stazionarie con tempi di calcolo ridotti. Il modello simula il comportamento di un singolo canale palare, come in Fig. 3.2, composto da un singolo condotto di adduzione, un singolo canale rotorico e un singolo canale diffusorico, mentre la voluta non è presente.

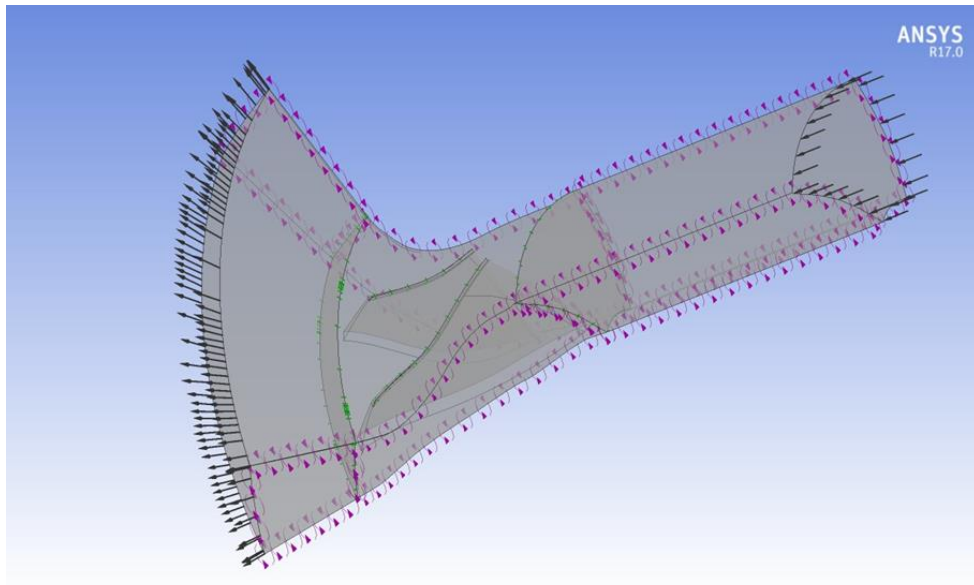


Fig. 3.2 – Il modello di calcolo Simple Model

Entrando più nel dettaglio nella realizzazione del modello il primo passo consiste nella generazione della mesh del canale palare. In TurboGrid è necessario importare le coordinate (x, y, z) relative all'hub e allo shroud, Fig. 3.3, nonché le coordinate del profilo palare a diverse altezze ed eventualmente dello splitter se presente. La generazione della griglia di calcolo segue un processo guidato in cui si va a definire la distribuzione degli elementi in prossimità della pala (in un piano blade-to-blade) e lungo l'altezza del canale (piano meridiano). Il risultato è una mesh strutturata come in Fig. 3.4, avente una y^+ pari a 1.

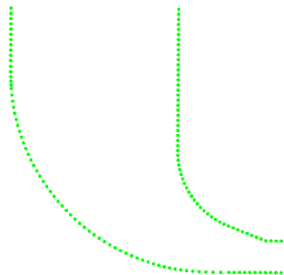


Fig. 3.3 – Coordinate del canale meridiano di un impeller

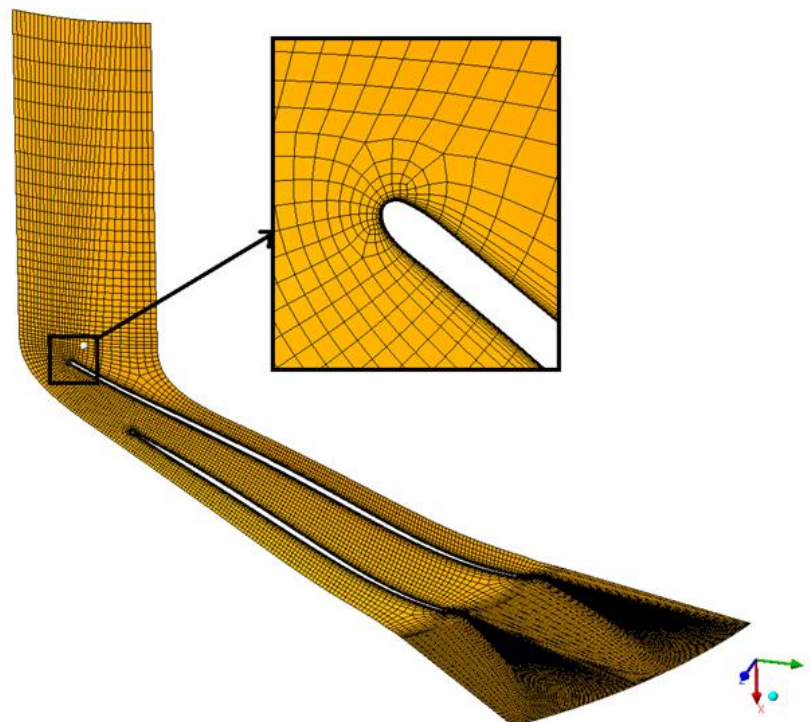


Fig. 3.4 – Mesh strutturata di un canale palare in TurboGrid

Tale mesh viene poi importata in CFX Pre in cui si imposta il modello vero e proprio. Il primo passaggio consiste nell'impostare come modello di turbolenza lo *Shear Stress Transport* (SST), che permette di risolvere lo strato limite a parete e l'attivazione dell'equazione dell'energia con il modello *Total Energy*. Successivamente viene scelto come fluido dalla libreria interna al software *Air Ideal Gas*.

Per quanto riguarda le condizioni al contorno che si adottano:

- all'ingresso viene imposta una pressione totale (in genere di 100000 Pa), la temperatura totale (298 K) e un'intensità di turbolenza del 5%
- all'uscita si impone la portata per i punti di funzionamento lontani dalla condizione di choking, altrimenti in tal caso la pressione statica
- nelle pareti viene imposta una condizione di *adiabatic wall no-slip*, ad eccezione delle pareti nel condotto di ingresso, le quali se non sono fisiche, ma rettilinee per la stabilità del calcolo, vengono impostate come *free-slip*.
- condizione di periodicità lungo le pareti laterali del canale palare
- all'impeller una velocità di rotazione uniforme
- le interfacce tra ingresso-rotore e tra rotore-diffusore sono trattate come dei piani di miscelamento con il modello *Stage (Mixing Plane)*

Infine si adotta uno schema di calcolo del secondo ordine (*High resolution*) con *Autotimescale*.

L'utilizzo del Simple Model è particolarmente indicato se si vogliono effettuare numerose simulazioni con tempi di calcolo ridotti, ove si devono cambiare solo alcuni parametri tra una simulazione e l'altra, ad esempio la portata per rappresentare la curva caratteristica di un compressore.

3.4 Il modello di calcolo Fully 3D

Tale modello stazionario permette la simulazione di un compressore avente tutti i canali palari, che possono essere generati moltiplicando quello singolo generato in TurboGrid. Tale modello inoltre oltre alla presenza dell'ingresso, del rotore e del diffusore, include anche la voluta. Quest'ultima viene importata da un disegno 3D in ICEM CFD dove si realizza una mesh non strutturata, a causa della complessità della geometria. In tale ambiente è possibile definire come parametri di mesh: la dimensione massima e minima della singola cella, il ratio, il numero di strati per lo strato limite e l'altezza della prima cella a parete per garantire una y^+ di uno. Si riporta in Fig. 3.5 la mesh di una voluta; a valle di essa può essere estruso un condotto per aumentare la stabilità del calcolo.

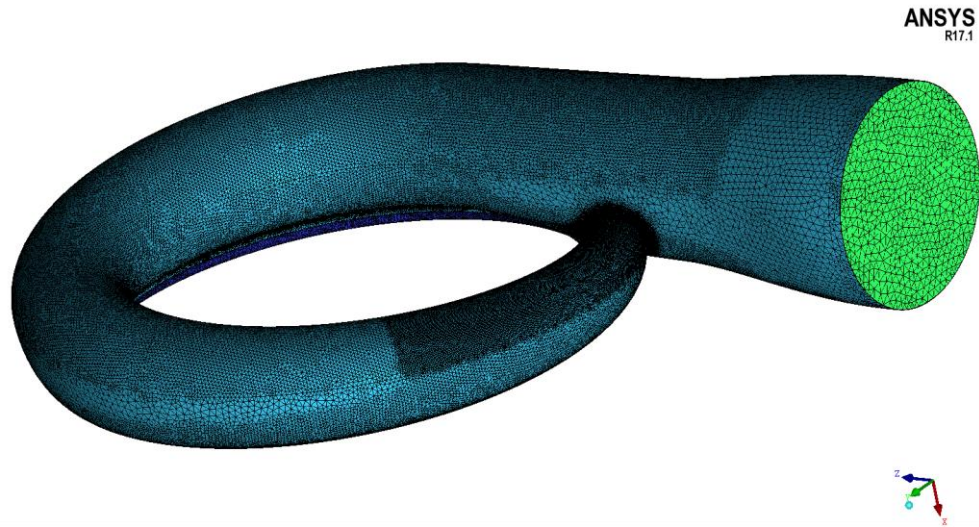


Fig. 3.5 – Mesh non strutturata di una voluta

In CFX Pre si importa anche tale mesh e si imposta il modello, le cui principali differenze con il Simple Model sono l'assenza delle condizioni di periodicità, dato che in questo caso la geometria comprende il compressore completo. Infine l'interfaccia tra diffusore-voluta è di tipo *fluid-fluid*. Le altre condizioni al contorno sono le medesime del precedente modello.

Il Fully 3D model richiede chiaramente risorse computazionali superiori, infatti la mesh ha all'incirca una ventina di milioni di elementi, a fronte dei 2 milioni del Simple Model. Tale modello viene allora utilizzato quando si vuole studiare con maggiore accuratezza la fluidodinamica del compressore e l'interazione della voluta su di esso. In Fig. 3.6 si riporta un esempio di tale modello. Esso può essere utilizzato anche come inizializzazione per un successivo calcolo instazionario, ma in tale caso le interfacce tra dominio rotorico e statorico è impostato come *Frozen Rotor*, ossia si fotografa il rotore in un istante.

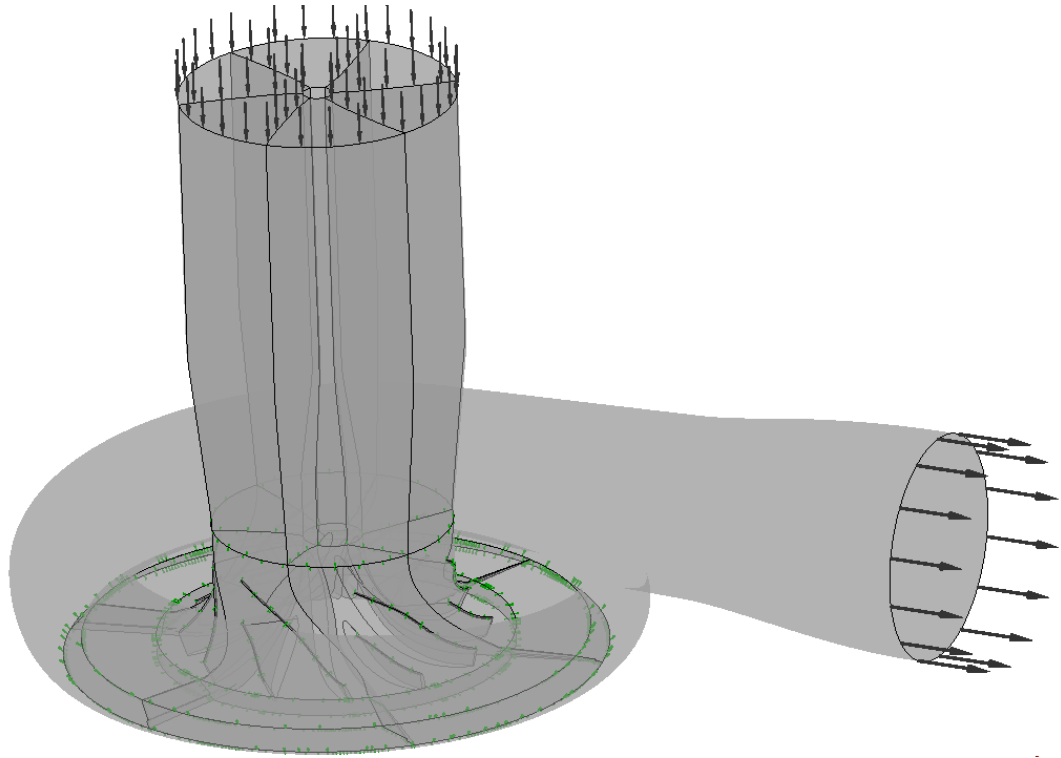


Fig. 3.6 – Modello Fully 3D

3.5 Il modello di calcolo Fully 3D Unsteady

Tale modello consiste nella simulazione di un vero e proprio calcolo instazionario sul compressore completo. Esso viene utilizzato quando si vuole studiare il comportamento al variare del tempo della macchina. In particolare è interessante vedere nel periodo di rivoluzione completa cosa avvengono nei vari canali palari. Infatti in questo caso le interfacce tra dominio rotante e statorico sono impostate come un'interpolazione diretta tra i domini, senza piani di miscelamento. Per riuscire a discretizzare temporalmente in maniera ottimale è opportuno impostare un timestep con la seguente relazione:

$$\Delta t = \frac{360 / (Z \times j)}{N \times (360 / 60)} \quad (3.1)$$

ove N è la velocità di rotazione del rotore espresso in [rpm], mentre j è il numero intero in cui è discretizzato un singolo canale circonferenzialmente. Con tale timestep è dunque possibile osservare il comportamento del flusso con diverse posizioni palari.

Quando si effettua una simulazione instazionaria prima di poter post-processare la soluzione è necessario che il calcolo raggiunga la perfetta periodicità e che dunque si esaurisca il transitorio tra il calcolo stazionario e la soluzione con flusso perfettamente sviluppato. Tale condizione in genere si verifica dopo circa 10-20 rivoluzioni complete del rotore. Per poter accorgersi che si è raggiunta tale condizione sono necessari monitorare alcune quantità durante il calcolo, come in Fig. 3.7, come la portata all'inlet e all'outlet.

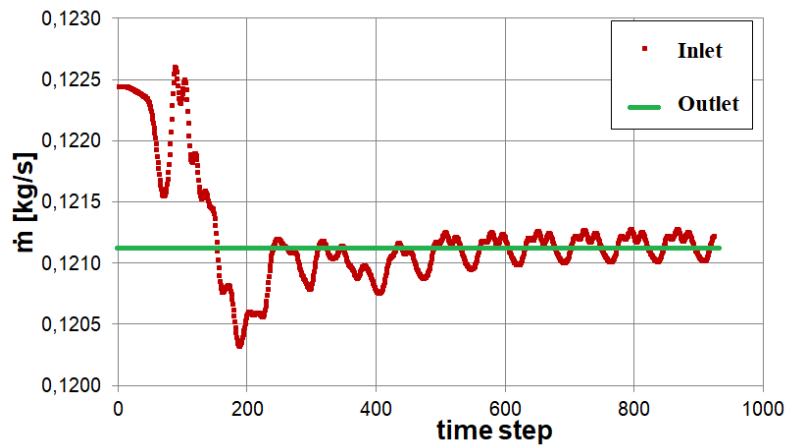


Fig. 3.7 – Monitor della portata all’ingresso e all’uscita del compressore di un calcolo instazionario

Dunque una volta raggiunta tale condizione si effettua un ultimo giro aggiuntivo per la soluzione del calcolo vera e propria. In quest’ultimo giro è possibile esportare delle soluzione intermedie così da eventualmente creare un video oppure effettuare la media aritmetica delle principali variabili del flusso per avere una soluzione time-averaged.

3.6 Il modello di calcolo Unsteady partial

Quest’ultimo modello di calcolo instazionario viene utilizzato per ridurre le risorse computazionali necessarie. Esso infatti consiste nella simulazione di un compressore parziale con solo alcuni canali, anziché la macchina completa di tutte le pale, senza la presenza della voluta. In particolare nel caso di compressore con diffusore palettato con numero di pale diverso tra loro, si sceglie il numero di canali rotorici e diffusorici in modo da garantire un pitch ratio prossimo all’unità, secondo la relazione (3.2), ove M è il numero di canali della girante e N quello del diffusore. In Fig. 3.8 si riporta un esempio con tre canali rototici e due diffusorici, per un compressore avente 15 pale rotoriche e 23 statoriche.

$$PR = \frac{Z_{diffusore}}{Z_{rotore}} \frac{M}{N} \quad (3.2)$$

L’obiettivo di questo modello semplificato è quindi quello di trovare un compromesso tra la pesantezza dei calcoli e l’approssimazione introdotta. L’approssimazione non è relativa solo alla periodicità rotazionale, ma anche all’interfaccia rotore-statore. Se i componenti all’interfaccia hanno estensioni diverse, il risolutore utilizza un algoritmo per formare una ben definita connessione fisica. Ovviamente questa trasformazione introduce delle approssimazioni che possono riflettersi sulla robustezza del calcolo e sui risultati finali, con conseguenze tanto maggiori quanto più grande è la differenza tra i domini all’interfaccia. È proprio per tale ragione che nel caso di numero di pale diverse tra rotore e diffusore, non si effettua la simulazione su un singolo canale, ma si scelgono più canali in modo tale da dare al flusso lo spazio sufficiente per “esprimersi”.

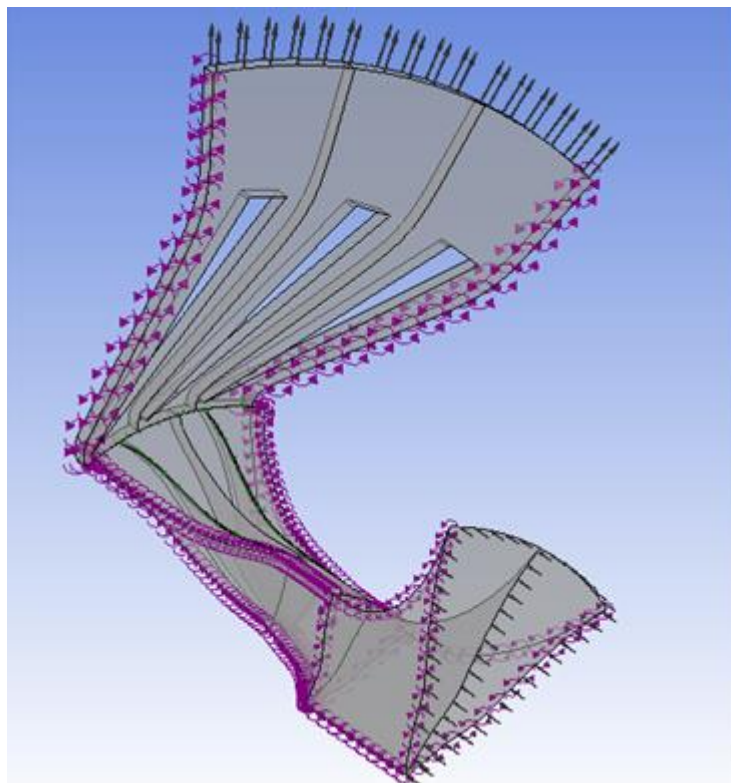


Fig. 3.8 – Modello CFD unsteady partial

Per quanto riguarda le condizioni al contorno e la scelta del timestep valgono le considerazioni dei precedenti paragrafi, con la sola differenza che tra i canali adiacenti presenti viene imposta un'interfaccia *fluid-fluid*, mentre tra le superfici laterali del modello viene sempre imposta una condizione di periodicità.

In alternativa a tale modello semplificato è possibile effettuare un calcolo instazionario sul modello parziale senza dover ottimizzare il pitch ratio, utilizzando il modello *Transient Blade Row* di CFX in cui si ricorre alla Trasformata di Fourier. Tuttavia tale modello non è stato adottato in tale tesi e dunque non verrà approfondito.

3.7 Il modello di calcolo Only volute

Tale modello CFD, riportato in Fig. 3.9, consiste nella simulazione fluidodinamica della sola voluta. Esso vedremo essere impiegato per l'applicazione del criterio di previsione del limite di stabilità alle alte velocità di rotazione in compressori centrifughi con diffusore non palettato. Infatti grazie alle sue ridotte risorse di calcolo necessarie lo rende un modello snello che permette rapidamente di effettuare numerose simulazioni. Infatti esso consiste in un modello stazionario aventi le seguenti condizioni al contorno:

- all'ingresso viene imposta la pressione totale, la temperatura totale e l'angolo di flusso assoluto, calcolati all'uscita del diffusore
- all'uscita si impone la portata del rispettivo punto operativo
- nelle pareti viene imposta una condizione di *adiabatic wall no-slip*.

Per le condizioni di ingresso è dunque necessario conoscere le grandezze calcolate all'uscita del diffusore, per esempio dal modello Simple model. Per quanto riguarda l'angolo devono essere definiti i coseni direttori, applicati sul piano di ingresso della voluta.

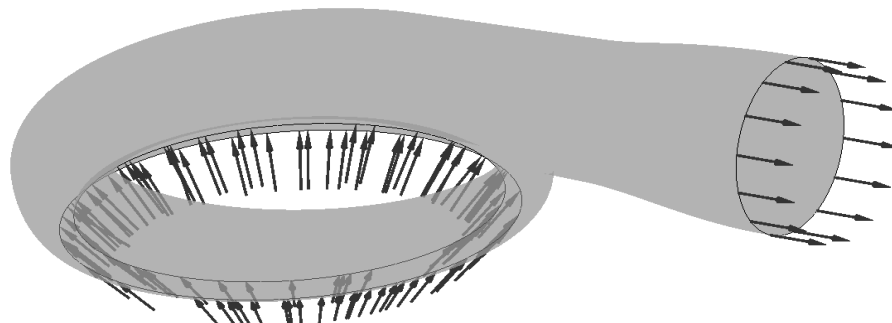


Fig. 3.9 – Modello CFD only volute

4. Classificazione e caratteristiche dei compressori centrifughi considerati

4.1 Introduzione

In questo capitolo vengono classificati e descritte le principali caratteristiche dei compressori centrifughi che sono stati studiati e analizzati, mediante simulazioni CFD, in questa tesi. Tuttavia le caratteristiche geometriche di alcuni compressori non potranno essere mostrati perché sono di proprietà industriale e protetti da un diritto di riservatezza. Verrà descritto invece nel dettaglio il compressore usato come test case (Radiver), essendo già presenti tutte le informazioni in letteratura e fornite informazioni di un ulteriore compressore presente in letteratura: il test case-Krain.

4.2 Test case: Radiver

La macchina usata come test case e sulla quale è stata svolta un'analisi approfondita nel Capitolo 5 è un compressore centrifugo per applicazione aeronautica situato presso l'Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery di Aachen (Germania), sul quale il Dott. Ing. Kai U. Ziegler ha svolto un'approfondita indagine sperimentale. Tale indagine è l'oggetto della tesi di dottorato dello stesso Ziegler (2003: A) e di due successivi articoli di Ziegler et al (2003: B e C) è inoltre disponibile il CD del test case, (Ziegler, 2003: D) che comprende i risultati delle misure ed è aperto a chiunque voglia utilizzare i dati per la validazione di modelli CFD.

Il compressore è formato da una girante non ricoperta (*unshrouded*) con 15 pale rivolte all'indietro (*backswept*) di alluminio e da un diffusore palettato del tipo "a cuneo" di 23 pale. La girante è un modello fornito dall'azienda MTU Aero Engines, mentre il diffusore è stato appositamente progettato nell'istituto tedesco. Il diffusore è stato costruito in maniera tale da permettere un aggiustamento continuo e indipendente dell'angolo di calettamento della schiera statorica, ovvero dell'angolo α_{4SS} del suction side, e dello spazio radiale tra la sezione di uscita della girante e la sezione di ingresso del diffusore, ovvero del rapporto radiale r_4/r_2 .

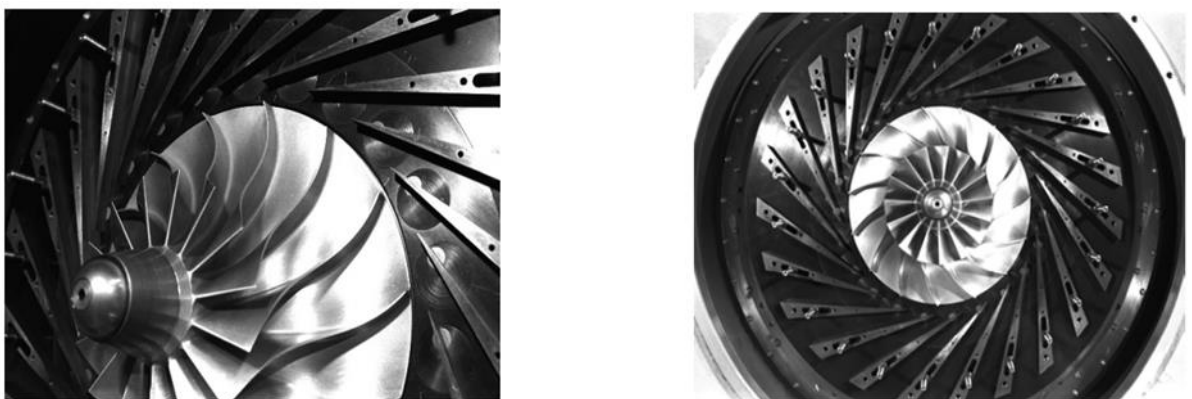


Fig. 4.1 – Stadio del compressore con parete frontale rimossa

L'oggetto della sperimentazione effettuata ad Aachen è principalmente l'interazione rotore-statore di un compressore centrifugo ad alti rapporti di compressione. Le misure instazionarie atte allo studio di questo fenomeno sono rare, soprattutto per macchine ad alta velocità, a causa dell'esigenza di tecniche di misura altamente performanti e costose. Lo studio di Ziegler è stato effettuato per diverse condizioni operative e configurazioni geometriche del compressore. In questo modo egli ha potuto osservare l'interazione rotore-statore in diverse situazioni, e verificare quindi l'influenza che i parametri di regolazione e funzionamento avevano sulla sua fenomenologia.

Il presente capitolo si pone l'obiettivo di introdurre la completa geometria della macchina (la cui conoscenza è necessaria per la modellizzazione su software commerciale) e la sperimentazione a cui essa è stata sottoposta. I risultati di questa sperimentazione sono stati utilizzati come dati di riferimento per la validazione delle simulazioni CFD.

4.2.1 Geometria della macchina

Condotto convergente

La Fig. 4.2, che riporta i principali dati geometrici della macchina, permette di estrapolare tutte le informazioni necessarie per la modellizzazione del condotto convergente di adduzione al compressore.

Girante

In Fig. 4.3 si riportano disegni e misure relative alla geometria della girante (ogiva ed impeller). La precisa forma della pala rotorica è modellizzabile grazie ai dati presenti nel CD Radiver, che fornisce la geometria della pala, per punti, in coordinate cartesiane (Ziegler, 2003: D).

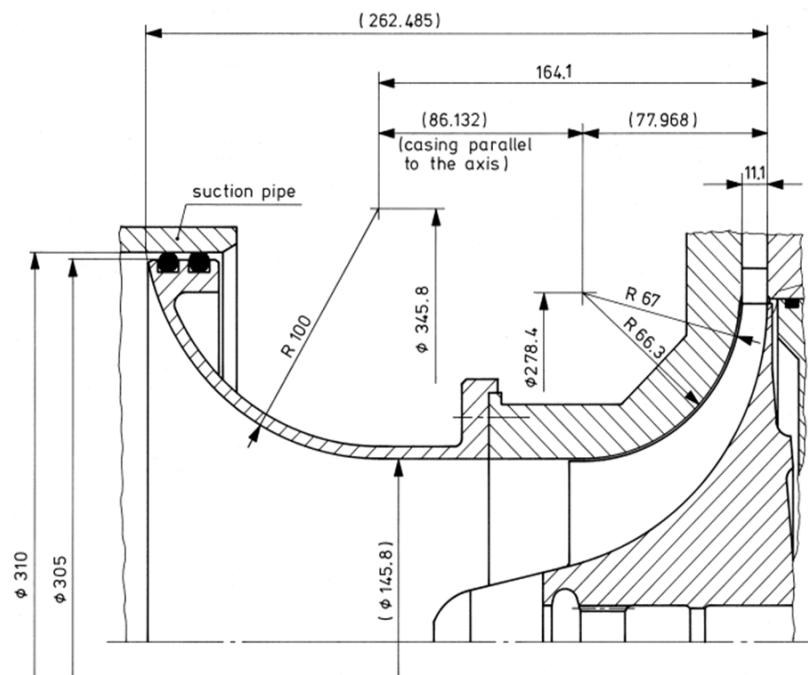


Fig. 4.2 – Dati geometrici della macchina

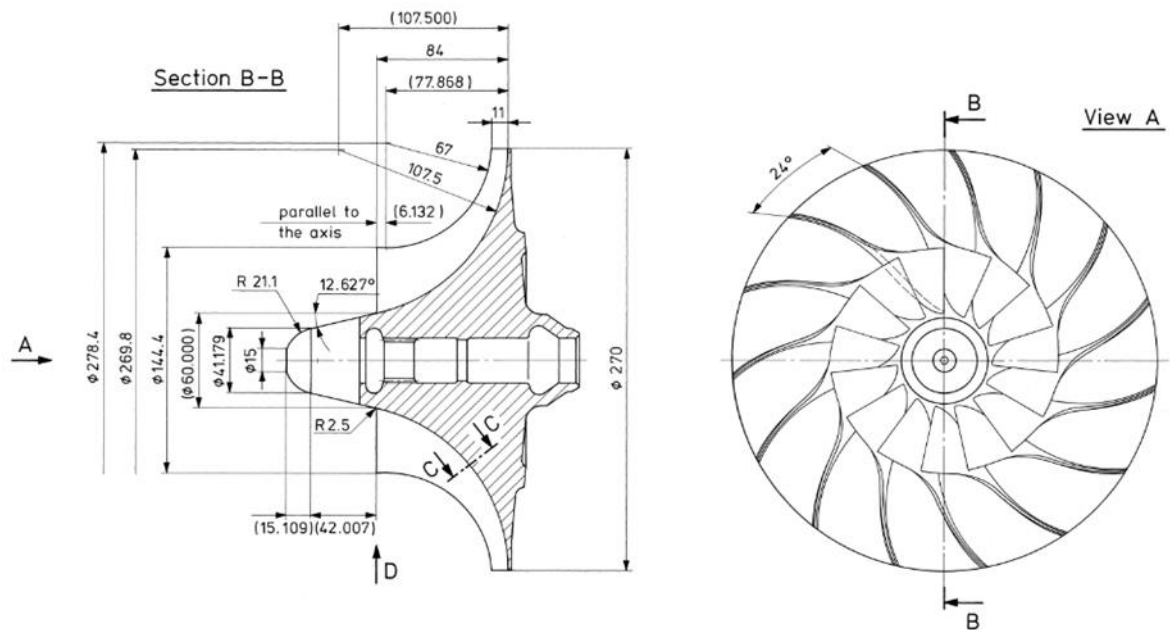


Fig. 4.3 – Geometria della girante

Statore

Il disegno che segue è focalizzato, invece, sulla geometria della pala del diffusore.

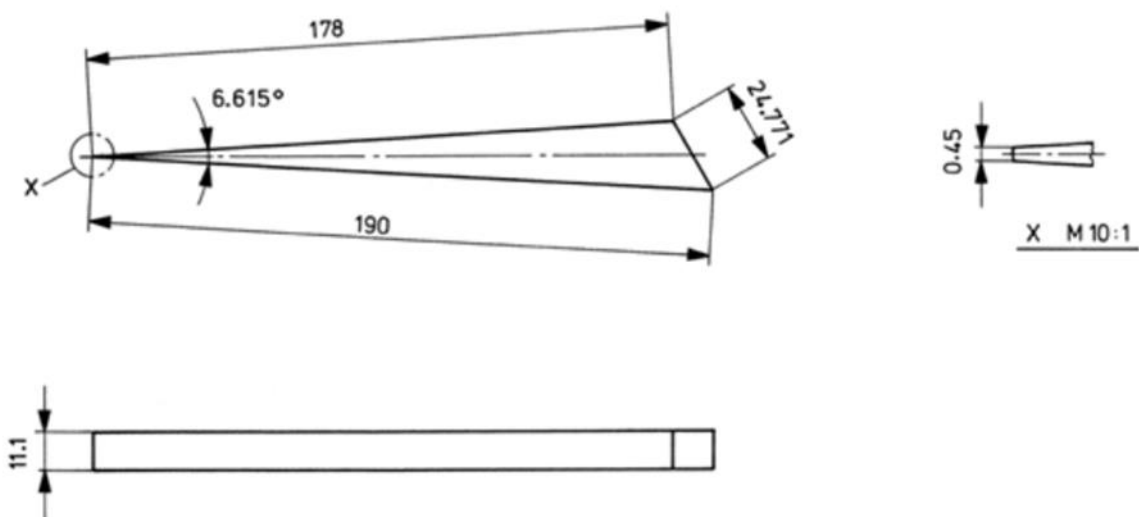


Fig. 4.4 – Pala del diffusore

Data la semplicità della geometria, questo disegno è sufficiente per modellizzare agevolmente la pala statorica. Il suo preciso posizionamento dipende poi dalla configurazione geometrica adottata; infatti l'impianto sperimentale di Aachen permette una doppia regolazione della geometria: i gradi di libertà sono rappresentati dalla distanza rotore-statore (ovvero del radial gap r_4/r_2) e dall'angolo di calettamento dello statore (α_{4SS}). Per il primo parametro sono state utilizzate cinque diverse configurazioni ($r_4/r_2=1.04, 1.06,$

1.10, 1.14, 1.18), mentre lo statore è stato regolato con due diversi angoli di calettamento ($\alpha_{4SS}=12.5^\circ$, 16.5°). L'attenzione di Ziegler è stata posta maggiormente sulla variazione del radial gap e le analisi instazionarie sono state svolte esclusivamente per angolo di calettamento $\alpha_{4SS}=16.5^\circ$.

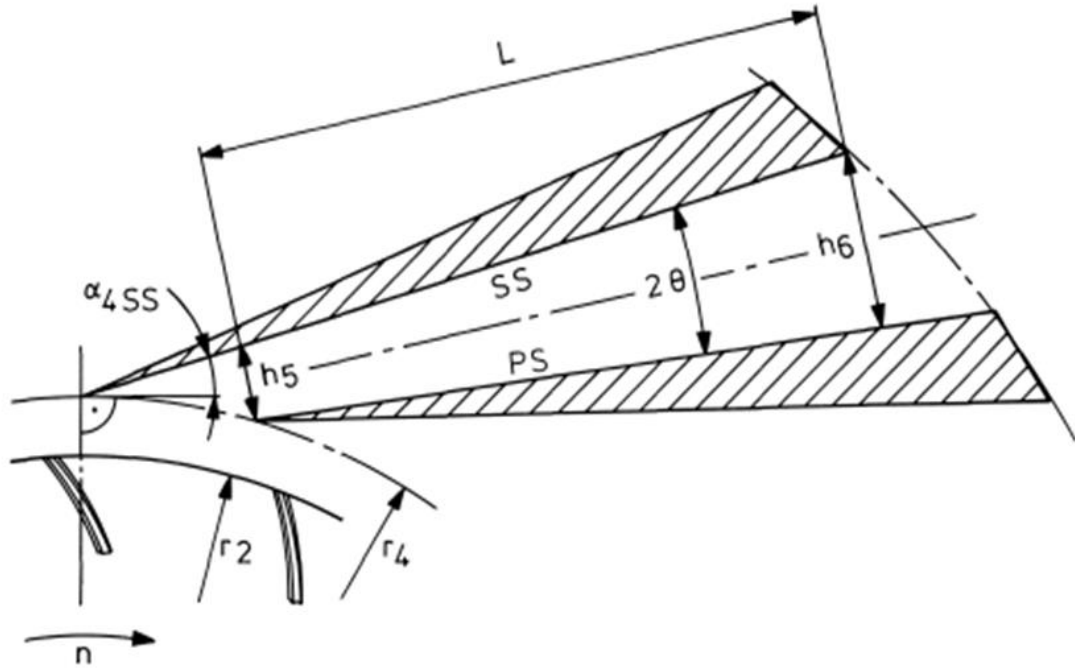


Fig. 4.5 – Parametri geometrici dello statore

Tab. 4.1 – Configurazioni geometriche

$\alpha_{4SS} [^\circ]$	r_4/r_2	h_5 [mm]	L/h_5	h_6/h_5	b/h_5	r_7/r_2	$\alpha_7 [^\circ]$
16.5	1.18	17.481	8.501	2.344	0.635	2.080	57.692
	1.14	16.873	8.889	2.405	0.658	2.049	58.381
	1.10	16.265	9.306	2.471	0.682	2.018	59.091
	1.06	15.657	9.755	2.542	0.709	1.987	59.824
	1.04	15.354	9.993	2.580	0.723	1.972	60.199
12.5	1.18	14.671	10.065	2.591	0.757	2.028	55.904
	1.14	14.158	10.530	2.664	0.784	1.998	56.645
	1.10	13.646	11.029	2.743	0.813	1.968	57.409
	1.06	13.133	11.567	2.828	0.845	1.938	58.197

4.2.2 Dati tecnici

Tab. 4.2 – Dati tecnici della configurazione base

	descrizione	simbolo	valore	unità di misura
Compressore	velocità di rotazione (massima) dell'albero	n_0	35200	[giri/min]
	velocità periferica (massima) in uscita dalla girante	u_2	498	[m/s]
	numero di Mach della corrente relativa - periferia ingresso girante	Ma_{w1}	0.95	[m/s]
	numero di Mach della corrente assoluta - uscita girante	Ma_2	0.94	[m/s]
	massimo rapporto di compressione totale	$\pi_{t,max}$	4.07	
	massima portata di massa corretta alle condizioni standard	$\dot{m}_{corrected,max}$	2.50	[kg/s]
	massima efficienza isentropica (totale-totale)	$\eta_{ist,max}$	83.4	[%]
	velocità specifica	n_s	0.69	
Girante	Raggio di uscita - distanza radiale del <i>Trailing Edge</i> dall'asse di rotazione	r_2	135	[mm]
	numero di pale	Z_1	15	
	angolo costruttivo di <i>backsweep</i> della palettatura (rispetto alla direzione radiale) all'uscita	$\beta_{backsweep}$	38	[deg]
Diffusore	profondità (costante)	b	11.1	[mm]
	numero di pale, pari al numero dei canali interpallari	Z_D	23	
	angolo di inclinazione del <i>suction side</i> della pala rispetto alla direzione tangenziale	α_{4SS}	16.50	[deg]
	gap radiale : rapporto tra la distanza radiale del bordo di ingresso (<i>Leading Edge</i>) del diffusore e quella del bordo di uscita (<i>Trailing Edge</i>) della girante	r_4/r_2	1.10	
	spessore del <i>Leading Edge</i>	d_{LE}	0.45	[mm]
	angolo di apertura del cuneo della palettatura	α_v	6.615	[deg]
	lunghezza del <i>pressure side</i> della pala	l_{PS}	178	[mm]
	lunghezza del <i>suction side</i> della pala	l_{SS}	190	[mm]
	angolo di divergenza (costante) del canale interpallare	2θ	9.037	[deg]
	rapporto [lunghezza - larghezza della sezione di gola] del canale interpallare	$LWR = L/h_s$	9.31	
	rapporto tra l' area di uscita e l'area di gola del canale interpallare	$AR = h_6/h_5$	2.47	
	rapporto [profondità - larghezza della sezione di gola] del canale interpallare	$AS = b/h_s$	0.68	

4.2.3 Misure sperimentali

La nomenclatura utilizzata da Ziegler per i piani caratteristici della macchina è la seguente (la lettera M indica un piano di misura):

- I: ingresso compressore
- 1 (1M): ingresso
- 2 (2M', 2M): uscita rotore/ingresso diffusore
- 4 (4M): ingresso diffusore
- 5: gola diffusore palettato
- 6: canale d'uscita diffusore palettato
- 7 (7M): uscita diffusore palettato
- 8 (8M): uscita diffusore
- E: uscita compressore

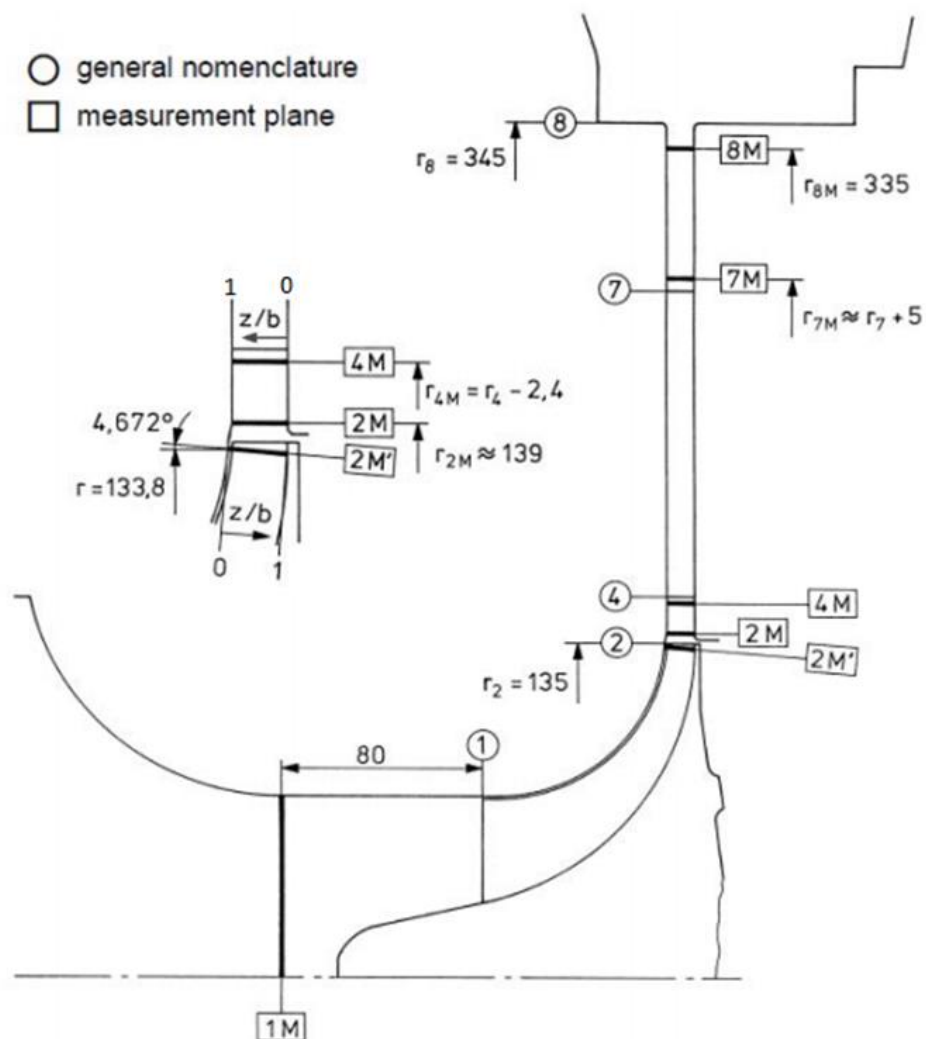


Fig. 4.6 – Piani di misura (sezione meridiana)

Misure stazionarie

Le misure stazionarie sono state effettuate con prese di pressione statica alla parete, e con sonde di Pitot e sonde a tre fori per le misure all'interno del flusso. Di seguito si riporta la specifica riportata da Ziegler delle misurazioni effettuate per ogni piano di misura:

- 1M: prese di pressione statica a parete
- 2M: prese di pressione statica a parete: 4 prese al mozzo, 4 prese alla cassa; sonde di Pitot: $5 \times 4 = 20$ punti/passi (5: risoluzione spaziale nella direzione dell'altezza palare, 4: risoluzione spaziale nella direzione circonferenziale)
- 7M: sonde cobra a tre fori: $7 \times 18 = 126$ punti/passi (risoluzione spaziale definita in maniera analoga a quanto fatto per 2M)
- 8M: sonde cilindriche a tre fori, sonde di temperatura e prese di pressione statica a parete: $7 \times 25 = 175$ punti/passi (risoluzione spaziale definita in maniera analoga a quanto fatto per 2M)

Tutte le misure sono state effettuate all'80% della velocità di rotazione nominale della girante (n_0). Ciò, come riportato da Ziegler, fu necessario perché alla velocità nominale il flusso risultava transonico (in particolar modo al piano 2M) e quindi l'inserimento di sonde in tali condizioni avrebbe generato onde d'urto, causando criticità legate alla stabilità del compressore e all'integrità delle sonde stesse; inoltre la generazione di tali onde d'urto avrebbe modificato sostanzialmente il campo di moto in prossimità del punto di misura, falsando la misura.

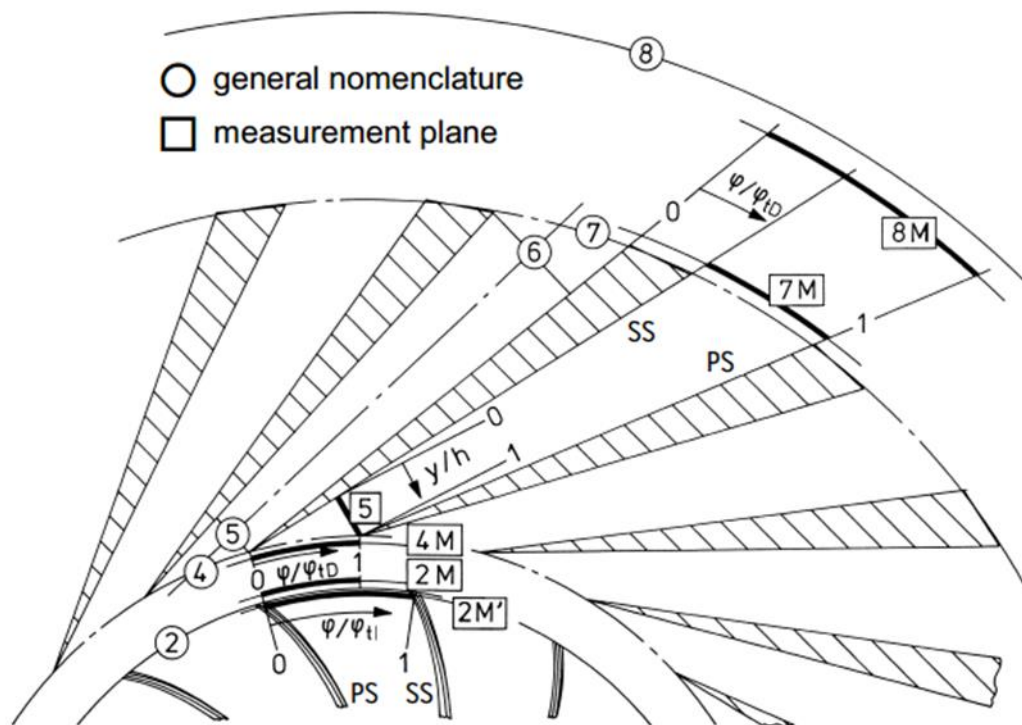


Fig. 4.7 – Nomenclatura piani (vista blade to blade)

Le sonde sono state progettate e prodotte all'istituto di Aachen col fine di ridurre al minimo le dimensioni e quindi l'influenza sul flusso. Al piano 2M sono state utilizzate

delle sonde di Pitot, e non sonde a 3 fori, per ottenere un compromesso tra piccole dimensioni e resistenza strutturale della sonda (all'80% della velocità di rotazione nominale il flusso in 2M risulta subsonico ad alto Mach).

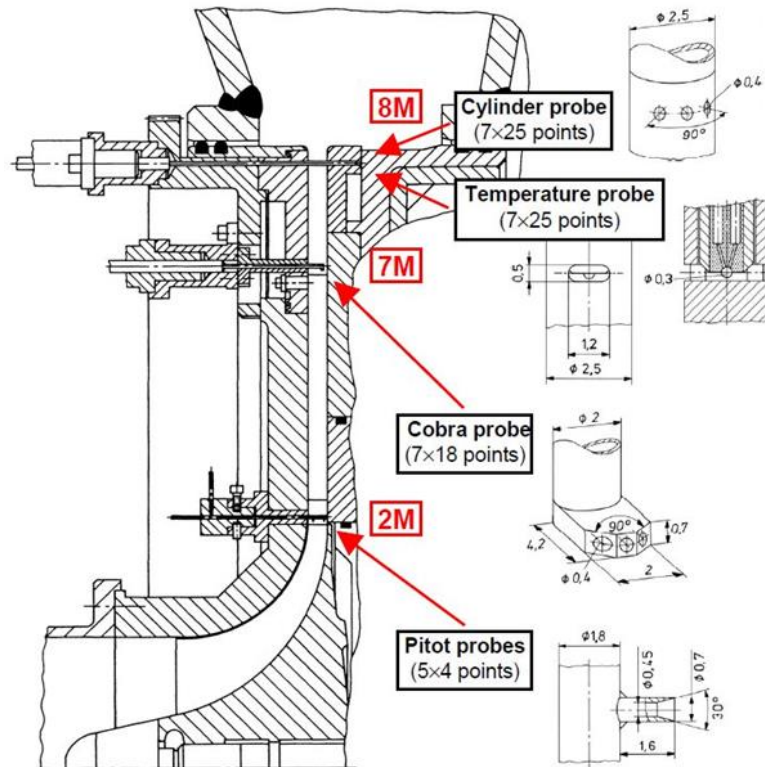


Fig. 4.8 – Posizionamento delle sonde

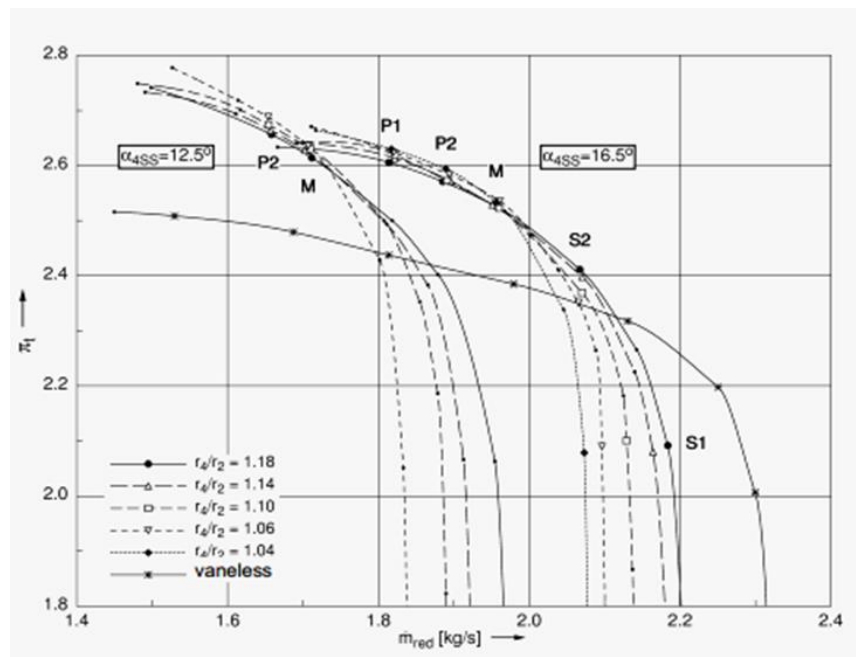


Fig. 4.9 – Curva caratteristica della macchina per le diverse configurazioni geometriche

Importante sottolineare che le misure nel piano 7M coprono solo una parte del passo statorico, come è possibile vedere dalla Fig. 4.7 (non vengono effettuate misure nella scia).

Relativamente alla sola configurazione geometrica con $r_4/r_2 = 1.04$ e $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$, si riporta la specifica dei punti di funzionamento sperimentati (da destra a sinistra della curva caratteristica):

- S1: $\dot{m}_{S1} = 2.07303$ kg/s (*choking*)
- M: $\dot{m}_M = 1.95618$ kg/s (funzionamento stabile)
- P2: $\dot{m}_{P2} = 1.88925$ kg/s
- P1: $\dot{m}_{P1} = 1.81701$ kg/s (*near surge*)

Ziegler mediante le prove sperimentali prima descritte ha ricavato le curve caratteristiche del compressore al variare della geometria dello stesso, con particolare riguardo all'effetto che ha la distanza rotore-statore (*radial gap*) sul punto di funzionamento della macchina. Tali effetti sono apprezzabili in Fig. 4.9, che riporta la curva caratteristica della macchina per diverse configurazioni geometriche della macchina. Una prima osservazione può essere fatta riguardo alla condizione di *choking*: si può infatti notare come la portata corrispondente a tale situazione operativa decresca per ridotti radial gap. Da un lato questo è conseguenza della minore sezione di gola dello statore (si confronti h_5 in Fig. 4.5 e Tab. 4.1), dall'altro il numero di Mach al diffusore aumenta quando lo statore è più vicino al rotore: ciò è dovuto al fatto che il flusso ha minor spazio per rallentare nel diffusore non palettato che si trova subito a monte della schiera statorica. Risalendo le curve caratteristiche verso la zona in prossimità del pompaggio (*surge*), che tipicamente è anche la zona a massimo rendimento, è evidente come minori radial gap garantiscano un maggior incremento di pressione totale, seppur la differenza non sia di grande entità. Per esempio, nel punto P1 il rapporto di pressione totale π_t aumenta dell'1.5% passando dalla configurazione a $r_4/r_2 = 1.18$ a quella $r_4/r_2 = 1.04$.

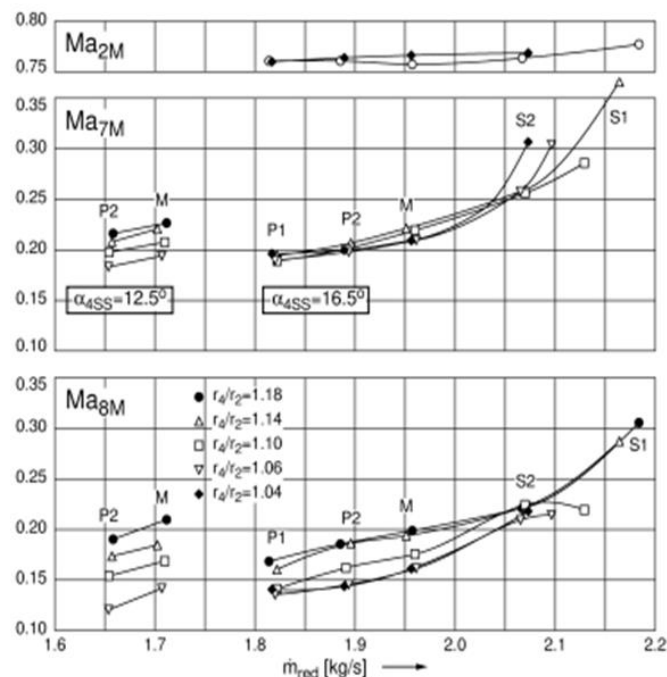


Fig. 4.10 – Numeri di Mach medi nei tre piani di misura

Si faccia ora riferimento alla Fig. 4.10, focalizzando l'attenzione sulla configurazione con $\alpha_{4SS} = 16.5^\circ$. Ai piani 2M e 7M il numero di Mach è sostanzialmente indipendente dal radial gap adottato. Bisogna tuttavia considerare che 7M è un piano variabile, dipendente a sua volta dalla distanza rotore-statore (essendo 7M posto a una distanza fissa dalla schiera statorica ed essendo quest'ultima regolabile). Ciò significa che il flusso rallenta allo stesso modo indipendentemente dall'estensione dello spazio libero tra rotore e statore. Il flusso si presenterà quindi nel diffusore non palettato in condizioni simili per le diverse geometrie, ma per r_4/r_2 più bassi avrà maggior spazio per rallentare e recuperare pressione (piano 8M fisso). Queste considerazioni portano a concludere che le prestazioni della macchina sono migliori a bassi radial gap, per il miglior rallentamento a cui il flusso è sottoposto nel diffusore. Aumentando infatti la distanza rotore-statore, il flusso entra nella voluta con una maggiore energia cinetica: la conseguenza è che nella voluta (che ha il compito di effettuare un ulteriore recupero di pressione abbassando la velocità) verrà dissipata una maggior quantità di energia di pressione, in quanto le perdite di carico per attrito sono proporzionali al quadrato della velocità. Le precedenti osservazioni vengono confermate analizzando gli andamenti di K_p (perdite di pressione totale rispetto alla pressione totale di monte) e c_p (recupero di pressione statica rispetto alla pressione dinamica di monte) riferiti al diffusore e all'insieme diffusore-voluta, Fig. 4.11.

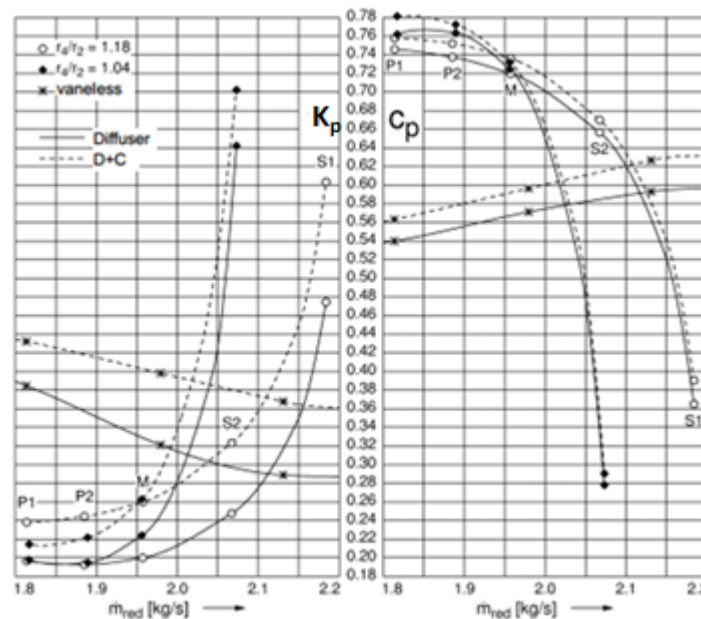


Fig. 4.11 – Perdite di pressione totale (K_p) e recupero di pressione (c_p) di diffusore e [diffusore+voluta] per $\alpha_{4SS}=16$

Conseguentemente a quanto detto, anche il rendimento isoentropico total-to-total dell'intera macchina risulta migliore per la configurazione che presenta minima distanza rotore-statore. Come già ipotizzato in precedenza, Fig. 4.12 mostra inoltre come i punti di funzionamento in prossimità del pompaggio massimizzino l'efficienza del compressore.

Passando all'analisi del campo fluido a valle dello statore, lo studio di Ziegler dimostra come il picco di velocità all'interno del vano palare si sposti dal lato in depressione (suction side, SS) verso il lato in pressione (pressure side, PS) con il diminuire del radial gap. In altre parole, un aumento della distanza rotore-statore porta ad un incremento del

carico sul lato in pressione delle pale statoriche. Una prima spiegazione di tale fenomeno potrebbe essere legata all'angolo del flusso in questa zona. La velocità assoluta in uscita dal rotore vede un incremento della propria componente tangenziale con l'aumentare del raggio, poiché la velocità di trascinamento è proporzionale al raggio stesso ($u = \omega r$, ω velocità di rotazione in [rad/s]) e il vettore velocità relativa è lo stesso una volta fissato il rotore. Per cui a r_4/r_2 più elevati il flusso in ingresso allo statore diventa più tangenziale, con conseguente aumento dell'incidenza sulla pala e, quindi, del carico sul lato in pressione del diffusore palettato.

Tuttavia mediante le misure effettuate con LDV, Ziegler ha dimostrato che la differenza di incidenza nel punto operativo P1 è solamente di 1.2° tra la configurazione con $r_4/r_2=1.14$ e quella con $r_4/r_2=1.04$. Per comparazione con le incidenze ai diversi punti di funzionamento, si può dimostrare che tale variazione non giustifica una così evidente variazione del campo fluido a valle dello statore (per esempio la differenza di incidenza tra P1 e M è di 2° nel piano 2M, ma, a parità di radial gap, non si notano sostanziali differenze nel campo fluido in 7M). Tutto ciò implica che il fenomeno ricercato deve avere un'altra spiegazione, probabilmente di origine instazionaria.

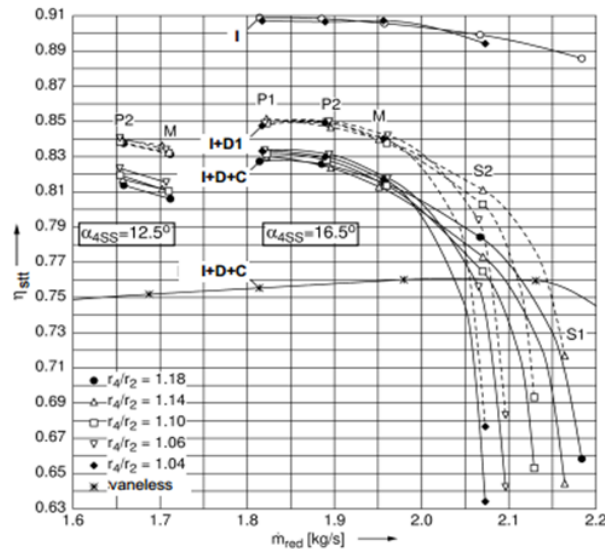


Fig. 4.12 – Rendimento isoentropico total / total di impeller, [impeller+diffusore] e [impeller+diffusore+voluta]

In generale si può concludere che il motivo della miglior diffusione nel diffusore per limitate distanze rotore-statore sta nello scarico del lato in pressione (PS) dei vani statorici. A ulteriore dimostrazione di ciò vengono proposti i grafici di Fig. 4.13 e Fig. 4.14, che riportano le distribuzioni del numero di Mach in 8M nelle diverse condizioni operative, per $r_4/r_2=1.04$ e $r_4/r_2=1.14$.

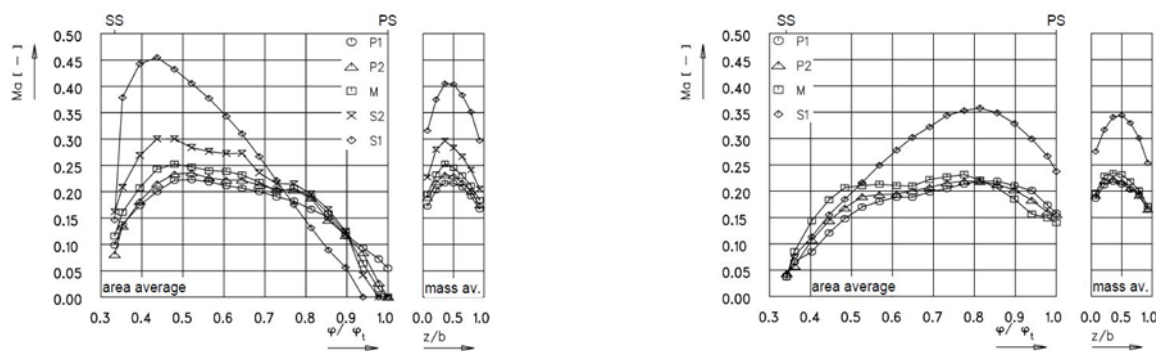


Fig. 4.13 – Numero di Mach in 7M per $\alpha_{SS} = 16.5^\circ$, $r_4/r_2 = 1.14$ (a sinistra) e $r_4/r_2 = 1.04$ (a destra)

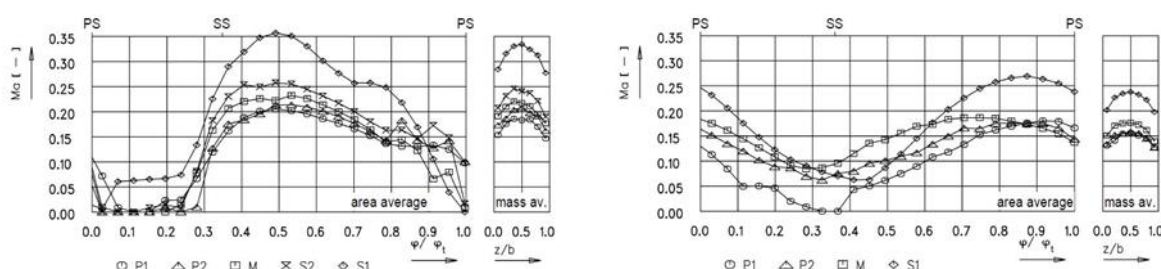


Fig. 4.14 – Numero di Mach in 8M per $\alpha_{SS} = 16.5^\circ$, $r_4/r_2 = 1.14$ (a sinistra) e $r_4/r_2 = 1.04$ (a destra)

Misure instazionarie

Tutte le misure instazionarie sono state effettuate mediante un Laser Doppler Velocimeter (LDV) del tipo laser-2-focus (in seguito L2F). Localizzazione e distribuzione delle misure:

- 2M': 5x15=75 punti/passaggio
- 2M: 5x12=60 punti/passaggio
- 4M: referenziale assoluto: 5x8=40 punti/passaggio referenziale relativo: 5x12=60 punti/passaggio (per $\alpha_{SS}=16.5^\circ$ e $r_4/r_2=1.04$ i piani 2M e 4M sono coincidenti)
- 5: 5x5=25 punti/passaggio

Anche in questo caso le misure sono state effettuate all'80% della velocità di rotazione nominale. L'unico punto di funzionamento analizzato con misure mediante Laser Doppler Velocimeter è quello corrispondente alle condizioni prossime al pompaggio (P1). Poiché le prove furono effettuate in momenti diversi e a causa della difficoltà di replicare esattamente lo stesso punto di funzionamento, la portata non è in realtà perfettamente corrispondente a quella delle prove stazionarie. Nello specifico, in questo caso il flusso di massa risulta essere dello 0.7% circa più alto: $\dot{m}_{P1,L2F} = 1.82918 \text{ kg/s}$.

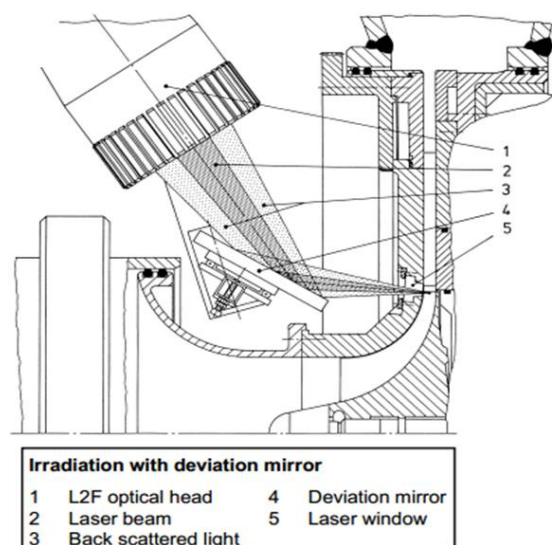


Fig. 4.15 – Misurazione mediante L2F

Come dimostra Fig. 4.16, la velocità relativa w all'uscita della girante presenta una configurazione a jet-wake piuttosto tipica per pale rivolte all'indietro.

Il centro della zona a bassa velocità (wake) si trova in prossimità del lato in depressione alla cassa, anche se il suo effetto si diffonde chiaramente lungo buona parte del vano palare a causa dei vortici di trafilamento (tip clearance vortex) e della rotazione della macchina. Altro fenomeno legato ai flussi di trafilamento tra pala e cassa è quello per cui la zona a bassa quantità di moto (nel referenziale relativo) risulta più tangenziale all'apice della pala. Il vortice di passaggio fa sì che la zona di wake sia maggiormente radiale rispetto al jet, che ha invece velocità relativa più tangenziale.

L'approfondita analisi di Ziegler dimostra che questa struttura a jet-wake è ancor più evidente aumentando la velocità di rotazione e andando verso condizioni operative più "strozzate" (ovvero lavorando a minori portate e, conseguentemente, avvicinandosi al pompaggio).

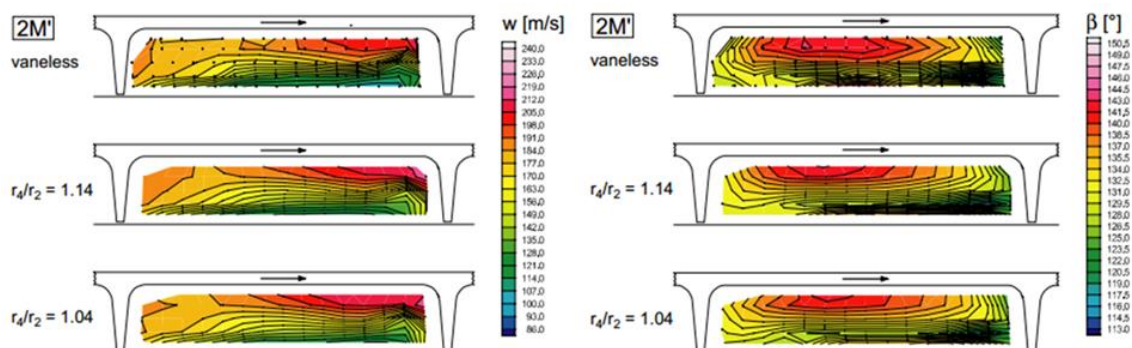


Fig. 4.16 – Velocità relativa (a sinistra) e angolo relativo (a destra) mediati nel tempo in $2M'$

Altro particolare, apprezzabile dalla figura soprastante è la diminuzione della zona di wake passando dalla configurazione vaneless a quella con diffusore palettato. Questo è accompagnato da un flusso assoluto che tende a diventare più radiale con la presenza della schiera statica, come mostrato in Fig. 4.17.

Alcune delle argomentazioni atte a giustificare queste differenze, possono essere così sintetizzate:

- L'instazionarietà indotta dai vani diffusorici può accrescere il processo di miscelamento del struttura jet-wake già nel rotore (Inoue e Cumpsty, 1984).
- Il campo a potenziale dello statore tende a far diventare più tangenziale l'angolo assoluto della zona di wake già a monte delle pale statoriche.
- L'instazionarietà del campo di pressione del diffusore può avere un'influenza sui flussi di trafilamento all'apice del rotore (Shum, 2000).

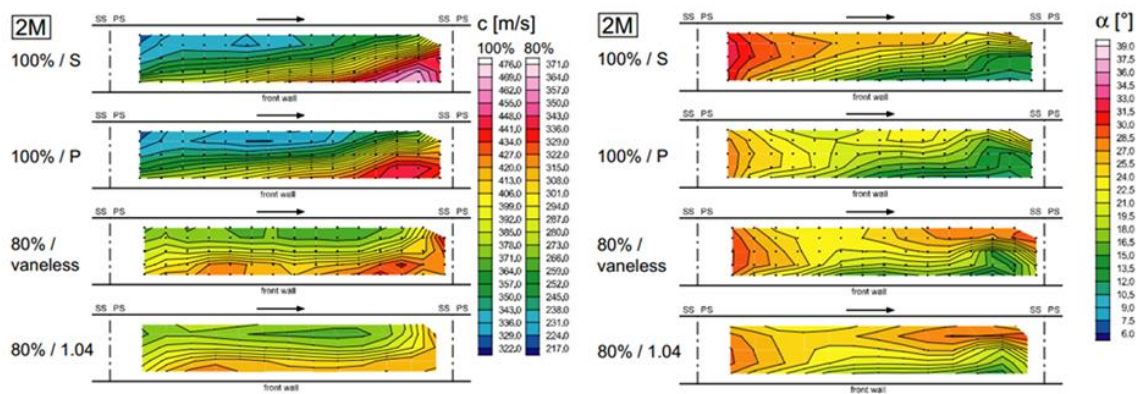


Fig. 4.17 – Velocità assoluta (a sinistra) e angolo assoluto (a destra) mediati nel tempo in 2M

Per ulteriori informazioni relative alle analisi instazionarie si rimanda al Capitolo 5, in cui i risultati numerici vengono confrontati con quelli sperimentali.

Tale compressore verrà inoltre utilizzato per lo sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità di compressori centrifughi con diffusore palettato, che verranno descritti nel Capitolo 6. In tale capitolo tale compressore verrà rinominato C1.

4.3 Test case: Krain

Per lo sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità nel caso di compressori centrifughi con diffusore non palettato è stato utilizzato un individuo ben documentato in letteratura che è stato oggetto approfondito di studi nei lavori di Krain et al (1995), Eisenlohr et al (1998) e di Hah e Krain (1999). In questo modo si è potuto utilizzare le coordinate per la generazione del canale meridiano e della pala presenti in letteratura così da studiare l'esatta copia del compressore avente le seguenti principali caratteristiche geometriche, Tab. 4.3:

Tab. 4.3 – Informazioni geometriche del compressore “Test case – Krain”

r_5/r_4	b_4/r_4	$\gamma_{LE} [^\circ]$	$\gamma_{TE} [^\circ]$
1.47	0.050	26.5	52
$r_{LE,HUB} [mm]$	$r_{LE,TIP} [mm]$	$r_{TE,TIP} [mm]$	$b_{TE} [mm]$
30	78	112	10.2

Si tratta senza dubbio di un compressore di taglia superiore rispetto a quelli di applicazione automotive. Infine si riporta la mappa delle performance del compressore in Fig. 4.18, anch'esso reperite dai lavori precedentemente riportati di Krain.

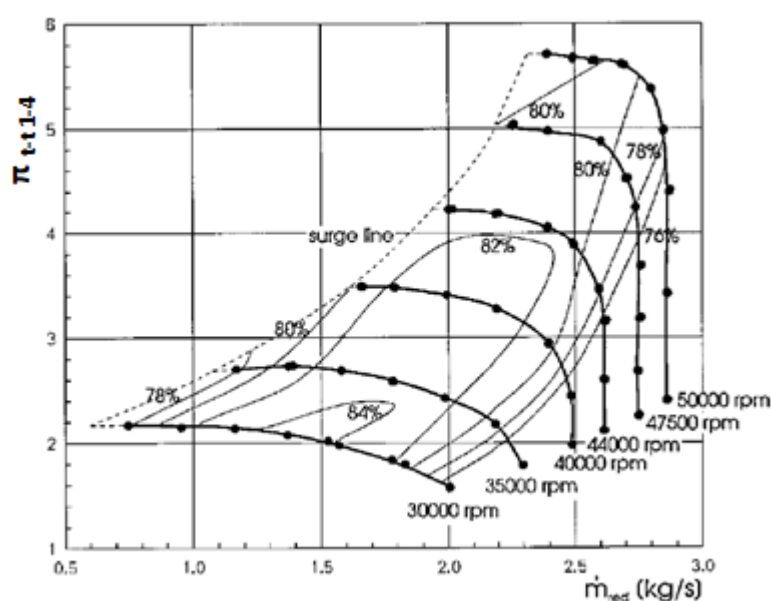


Fig. 4.18 – Mappa performance del compressore C5

È evidente come a causa della natura di tale compressore esso raggiunga rapporti di compressione molto elevati. Tale compressore verrà nel seguito rinominato C5.

4.4 Serie di compressori considerati

Oltre ai due precedenti compressori descritti nei due precedenti paragrafi, che verranno chiamati d'ora in poi rispettivamente C1 e C5, sono stati utilizzati ulteriori individui in questa tesi per poter sviluppare criteri di previsione del limite di stabilità sia nel caso di diffusore palettato, che non palettato. Questi ultimi compressori sono principalmente impiegati in applicazioni automotive per la sovralimentazione e di conseguenza possiedono una taglia decisamente inferiore ai compressori C1 e C5. In Tab. 4.4 si riporta uno schema riassuntivo di tutti i compressori utilizzati nella tesi con le loro principali caratteristiche.

Tab. 4.4 – Dataset compressori centrifughi

<i>Caso</i>	<i>Applicazione</i>	<i>Diffusore</i>	<i>Pala diffusore</i>
C1 - Test case: Radiver	Industriale	vaned	wedged
C2	Turbo-sovralimentazione	vaned	wedged
C3	Turbo-sovralimentazione	vaned	curved blades
C4	Turbo-sovralimentazione	vaneless	-
C5 - Test case: Krain	Propulsione	vaneless	-
C6	Turbo-sovralimentazione	vaneless	-

In pratica i primi tre compressori possiedono un diffusore palettato e ad eccezione del compressore C1, che è di applicazione industriale, il compressore C2 e C3 sono di applicazione automotive per la sovralimentazione. Tra questi tre compressori inoltre solo C3 possiede un diffusore con pale curve a profilo, mentre C1 e C2 hanno le pale a cuneo rettilinee. Per i compressori C2 e C3, essendo di proprietà industriale e protetti da un diritto di riservatezza, non possono essere fornite informazioni geometriche in questa tesi. Questi primi tre individui vedranno la loro applicazione nel Capitolo 6. Invece i compressori C4, C5 e C6 hanno un diffusore non palettato e saranno utilizzati nella trattazione del Capitolo 7 e 8. Le loro applicazioni sono anch'esse per la sovralimentazione, ad eccezione del compressore C5 ed essendo anch'essi di proprietà industriale e protetti da un diritto di riservatezza non possono essere fornite informazioni geometriche.

5. Analisi di dettaglio dell'interazione rotore-statore: test case Radiver

5.1 Punto di funzionamento M (stabile)

In questa prima parte del capitolo l'attenzione è stata focalizzata sull'analisi del punto di funzionamento M (stabile) del compressore C1, ampiamente descritto nel paragrafo 4.2, per poter validare il modello di calcolo CFD Simple Model. Nel paragrafo 5.2 la stessa analisi verrà effettuata per il punto di funzionamento P1 (near surge).

5.1.1 Analisi dei piani caratteristici della macchina

In questo paragrafo l'attenzione viene concentrata sul confronto delle grandezze medie nei piani caratteristici. I dati delle simulazioni riportati sono quelli mediati sulla superficie riferita a tutti e tre i canali statorici (vedi Fig. 5.1), mentre i dati sperimentali si riferiscono ovviamente alla media sulla superficie di un singolo canale. Questa pratica è utile per compattare i risultati ed avere un dato rappresentativo dell'intero dominio; comunque la simulazione trattata in questo paragrafo fornisce un campo fluido con buona simmetria circonferenziale (vedi Fig. 5.1) e, infatti, i dati mediati sui singoli canali sono assolutamente in linea con il dato relativo all'intero dominio. Gli scostamenti sono inferiori allo 0.1% per le grandezze termodinamiche (pressioni e temperature) e nell'ordine dell'1-2% per velocità assoluta e angolo del flusso.

Piano 2M

Tab. 5.1 – Risultati mediati sull'area nel piano 2M

2M - Area average						
	p_t	p	T_t	Ma	c	α
	[bar]	[bar]	[K]	—	[m/s]	[°]
CFD steady	2.7851	1.9283	395.73	0.7417	280.502	22.508
Sperimentale	2.8042	1.9021	394.90	0.7664	288.735	21.912
Errore	-0.68%	+1.38%	+0.21%	-3.22%	-2.85%	+2.72%

Come si può notare, i risultati della simulazione numerica sono in linea con i dati sperimentali di riferimento. Questo lascia ragionevolmente desumere che il flusso all'interno del rotore venga simulato correttamente. Le grandezze che presentano le maggiori discrepanze rispetto al dato sperimentale sono quelle relative al vettore velocità: c (e quindi Ma) e α . Questa è una situazione piuttosto comune nelle simulazioni CFD delle turbomacchine, dove le grandezze di maggiore criticità sono proprio quelle relative a direzione e velocità del flusso. I valori ottenuti dalla CFD si possono ritenere più che accettabili avendo commesso bassi errori percentuali rispetto ai valori sperimentali (sotto al 3,5%).

Tab. 5.2 – Risultati mediati sull'area nel piano 7M

7M - Area average						
	p_t	p	T_t	Ma	c	α
	[bar]	[bar]	[K]	—	[m/s]	[°]
CFD steady	2.6804	2.6009	392.60	0.1947	76.980	56.798
Sperimentale	2.6212	2.5466	394.90	0.1906	75.559	58.449
Errore	+2.26%	+2.14%	-0.58%	+2.13%	+1.88%	-2.82%

Anche in questo caso i risultati confermano la bontà della simulazione, almeno per quanto riguarda le grandezze globali. Analogamente al piano 2M, i dati caratterizzati da maggior differenza rispetto al caso sperimentale sono la velocità e l'angolo del flusso, seppur i corrispondenti errori possano essere considerati ampiamente accettabili. Si può notare come, nell'attraversamento dello statore, il numero di Mach crolli da 0.75 circa del piano 2M a 0.19: questo dato è significativo della diffusione che avviene nello statore, in grado di rallentare un flusso localmente quasi transonico (CFD-Post fornisce $Ma = 0.93$ come valore massimo nello statore) fino a velocità in cui l'aria si comporta sostanzialmente come un flusso incomprimibile. È importante notare come il numero di Mach in 7M qui riportato (in accordo con le metodologie sperimentali) sia “epurato” dalla scia a valle della pala diffusoria. Questo è facilmente deducibile dalla Fig. 5.1, che riporta l'andamento del numero di Mach nel diffusore al 50% dell'altezza di pala. Ciascuna delle superfici all'uscita dello statore rappresenta la zona sottoposta a sperimentazione da Ziegler nel piano 7M.

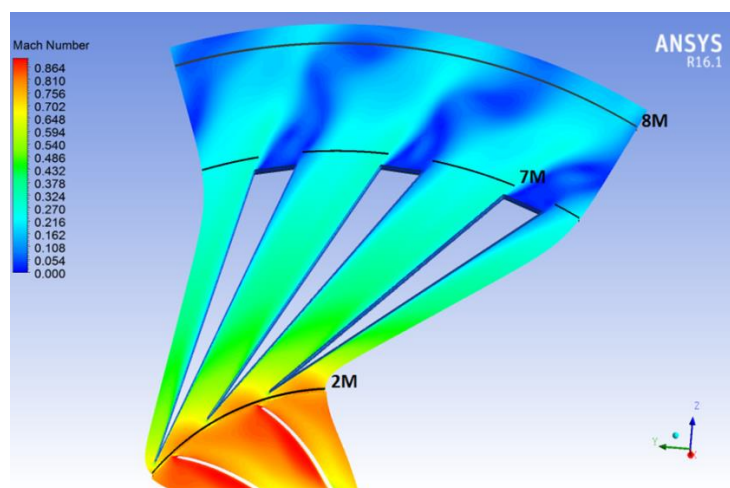


Fig. 5.1 – Distribuzione del numero di Mach nel diffusore al 50% dell'altezza di pala, con dettaglio dei piani di misura

A riprova dell'importanza di una corretta interpretazione dei dati sperimentali, si riportano il numero di Mach e l'angolo del flusso forniti dal modello CFD nel caso di un piano 7M costruito in maniera analoga a 2M e 8M: $Ma = 0.153027$, $\alpha = 24.948^\circ$. Il numero di Mach risulterebbe del 20% circa inferiore rispetto al dato sperimentale e a quello numerico corretto; ciò è ovviamente causato dal fatto che vengono comprese anche le scie delle pale statoriche, che hanno velocità vicine a $Ma = 0$ e che abbassano decisamente il valor medio sul piano. L'angolo del flusso risulterebbe addirittura dimezzato: le scie sono sostanzialmente delle zone vorticosi, il cui flusso di massa non è quindi identificabile con una direzione dominante. In questo caso il reflusso di massa fa sì che l'angolo risulti molto più tangenziale rispetto a quanto riportato dai dati precedenti.

Piano 8M

Tab. 5.3 – Risultati mediati sull'area nel piano 8M

8M – Area average						
	p_t	p	T_t	Ma	c	α
	[bar]	[bar]	[K]	—	[m/s]	[°]
CFD steady	2.6634	2.6284	392.84	0.1238	49.054	49.589
Sperimentale	2.5996	2.5556	394.90	0.1465	57.798	55.714
Errore	+2.46%	+2.85%	-0.52%	-15.44%	-15.13%	-10.99%

In questo piano le discrepanze relative al vettore velocità diventano importanti, con errori percentuali che si assestano intorno all'11% per quanto riguarda l'angolo del flusso e al 15% per quanto riguarda il modulo della velocità. Ciò è certamente conseguenza delle ampie zone vorticosi che il flusso sperimenta in questo piano, che creano forti disuniformità nella distribuzione del vettore velocità (valore assoluto c e angolo α). Ziegler stesso, nell'articolo di introduzione ai dati del test case, consigliava di non utilizzare il piano 8M come mezzo di confronto tra dati sperimentali e numerici. I risultati ottenuti confermano la difficoltà di effettuare comparazioni in zone caratterizzate da ampi stalli.

Il problema è certamente acuito dal fatto che anche l'uscita del diffusore, su cui si applica la condizione al contorno di outlet, presenti ampie zone caratterizzate da reflussi locali di massa: imporre qui la portata uscente dal dominio può ragionevolmente creare problemi nello sviluppo del flusso. D'altra parte, utilizzare la pressione statica come condizione di uscita (imponendo quindi un valore uniforme della stessa) sarebbe stata una forzatura certamente inaccettabile, considerando le disuniformità presenti nel flusso e il fatto che la macchina reale presenta una voluta a valle del diffusore.

Nel piano 8M i risultati del test case riportano anche le medie rispetto alla portata (mass flow average). Per quanto riguarda le grandezze termodinamiche (pressione e temperatura, sia statiche che totali) le differenze sono risibili rispetto ai valori mediati sull'area, sia nei dati sperimentali che in quelli numerici; di conseguenza gli errori sono sostanzialmente gli stessi già mostrati in Tab. 5.3. Differente è il discorso per le grandezze relative al vettore

velocità, per le quali i valori ottenuti dipendono in maniera maggiore dal tipo di media adottato, come riscontrabile confrontando Tab. 5.3 e Tab. 5.4.

Tab. 5.4 – Velocità e angolo (mediati rispetto alla portata) nel piano 8M

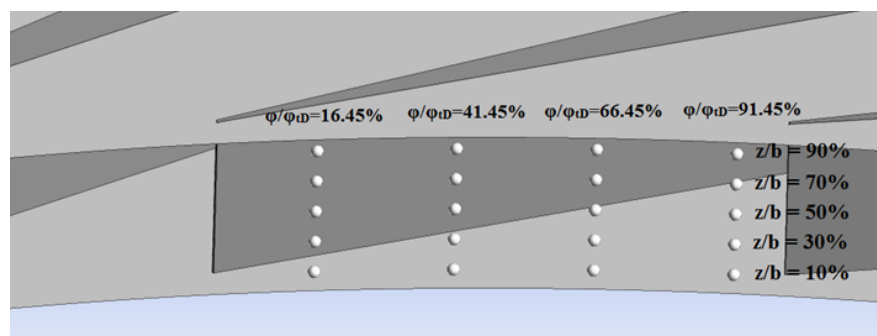
8M - Mass flow average			
	Ma	c	α
	—	[m/s]	[°]
CFD <i>steady</i>	0.1535	60.870	52.339
Sperimentale	0.1624	64.133	56.756
Errore	-5.52%	-5.09%	-7.78%

Si può notare come, con la media sulla portata, le discrepanze tra risultati sperimentali e numerici calino drasticamente, arrivando a valori decisamente più accettabili.

In sintesi la situazione analizzata comporta tipicamente errori nelle simulazioni numeriche e che tutte le grandezze termodinamiche presentano errori minimi (sempre inferiori al 3%), paragonabili a quelli ottenuti negli altri piani. Inoltre, con riferimento alla velocità e al numero di Mach, l'alto errore percentuale è anche dovuto alla bassa velocità del flusso in questa zona, per cui errori che possono essere considerati accettabili in valore assoluto risultano percentualmente molto elevati. Per tali motivi la simulazione può essere definita, nel complesso, di ottima fattura ed è stata utilizzata per inizializzare il calcolo instazionario.

5.1.2 Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi stazionaria

Questo sotto-paragrafo si pone un duplice obiettivo: verificare ulteriormente l'aderenza alla realtà delle simulazioni numeriche, mediante il confronto con i dati sperimentali, ed effettuare una prima analisi del flusso. Questi obiettivi verranno perseguiti mediante l'analisi dei risultati forniti dai punti di monitoraggio inseriti nel dominio di calcolo in fase di pre-processing (Fig. 5.2).



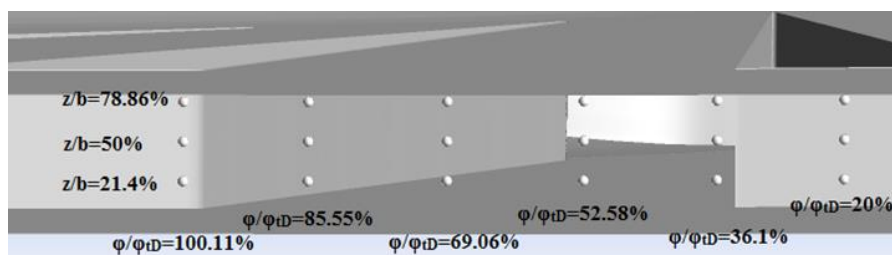


Fig. 5.2 – Posizionamento dei punti di monitoraggio: piano 2M (sopra) e piano 7M (sotto)

Un primo passo fondamentale è quello di mediare nel tempo i valori ottenuti nel calcolo transient ed effettuare un confronto con i corrispondenti risultati del calcolo steady. È infatti fondamentale per capire se la simulazione transitoria si discosta molto da quella stazionaria. Una volta validato il modello stazionario (paragrafo precedente), eventuali notevoli differenze sono da ricercare nell'impossibilità del calcolo stazionario di simulare fenomeni di natura fortemente instazionaria.

Piano 2M

Nel piano 2M, l'unica grandezza di cui è disponibile una completa caratterizzazione sperimentale è la pressione totale, i cui risultati vengono riportati integralmente mediante i grafici di Fig. 5.3. I grafici hanno in ascissa la distanza dalla parete posteriore (a cui corrisponde $z/b = 0\%$, mentre alla parete frontale $z/b = 100\%$), per cui ogni grafico è a parità di posizione angolare all'interno del passo statorico. Come si può notare confrontando i diversi grafici, la variazione di pressione totale in direzione circonferenziale è minima, mentre vi sono gradienti importanti lungo la coordinata z . Questi gradienti sono causati dal flusso fortemente disuniforme lungo l'altezza di pala proveniente dal rotore. Tali disuniformità sono da ricercare nella distribuzione del carico e nella forte influenza dei flussi secondari.

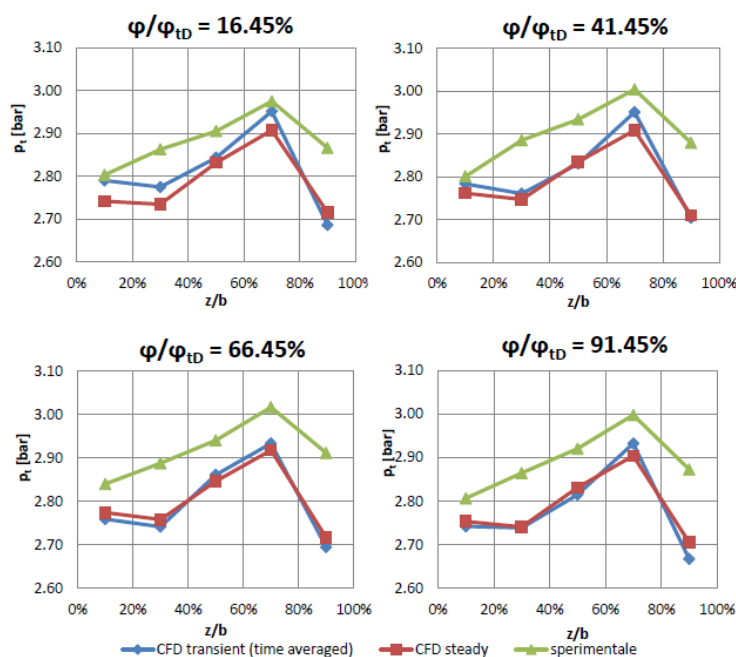


Fig. 5.3 – Pressione totale lungo la direzione z nel piano 2M, in differenti posizioni

I diagrammi di Fig. 5.3 evidenziano discrepanze trascurabili tra i valori del modello stazionario e quelli mediati del transitorio. Gli andamenti sono quasi sovrapponibili e la differenza percentuale tra le corrispondenti linee è nell'ordine del $\pm 0.8\%$.

Anche il confronto con i dati sperimentali offre buoni risultati, sia in termini di andamento qualitativo che di differenza percentuale. In questo caso, è interessante notare come entrambe le simulazioni tendano a sottostimare i valori di pressione totale (quindi il modello CFD sovrastima le perdite nella girante). L'errore medio rispetto al dato sperimentale è del -3.47% per i valori mediati del transient e del -3.68% per il modello steady; in tutti i casi analizzati l'errore maggiore (del 6-7% circa) è riscontrato in prossimità della parete frontale del diffusore (corrispondente alla parete di hub del rotore): i motivi di ciò potrebbero risiedere nella difficoltà di simulare una zona caratterizzata dal flusso vorticoso proveniente dalla cassa del rotore (tema che sarà affrontato successivamente) e dall'influenza dello strato limite di parete. Importante notare come l'andamento a massimo sia comunque ben rappresentato, con valore di picco ottenuto per $z/b = 70\%$.

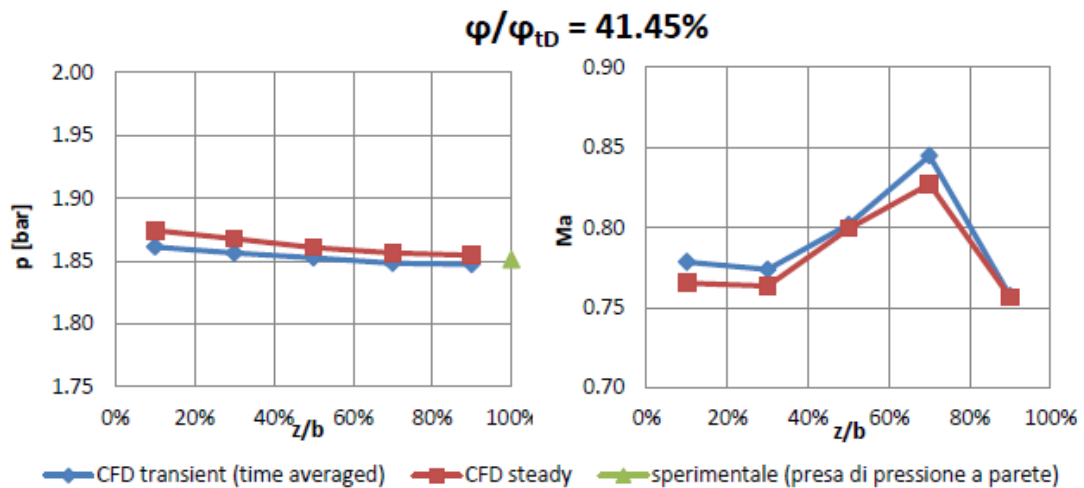


Fig. 5.4 – Distribuzione lungo z di pressione statica e numero di Mach nel piano 2M, per $\phi/\phi_{tD} = 41.45\%$ (analisi stazionaria)

La pressione totale è sostanzialmente il risultato della somma di due componenti: una statica, data dalla pressione, e una dinamica, dipendente dal numero di Mach. L'andamento a massimo riscontrabile in Fig. 5.3 è quasi esclusivamente causato dalla componente dinamica, in quanto la pressione statica si mantiene pressoché costante lungo l'altezza di pala. Questo particolare è evidente dall'osservazione di Fig. 5.4, che riporta l'andamento lungo la coordinata z della pressione e del numero di Mach, alla posizione circonferenziale corrispondente a $\phi/\phi_t = 41.45\%$.

La Fig. 5.5 mostra l'andamento circonferenziale della pressione e del numero di Mach per $z/b=90\%$. Nel grafico relativo alla pressione, sono riportati i dati sperimentali misurati sulla parete frontale (e quindi relativi a $z/b = 100\%$): questa pratica è legittima se si considera la variazione minima che ha la pressione lungo l'altezza del canale nel piano 2M (vedi Fig. 5.4) e la vicinanza dei punti considerati. Si può notare come il modello stazionario replichi fedelmente i risultati sperimentali, mentre i valori mediati del

transitorio si discostano leggermente dagli stessi; le differenze sono comunque assolutamente accettabili in quanto, nel punto peggiore, superano di poco il 2%.

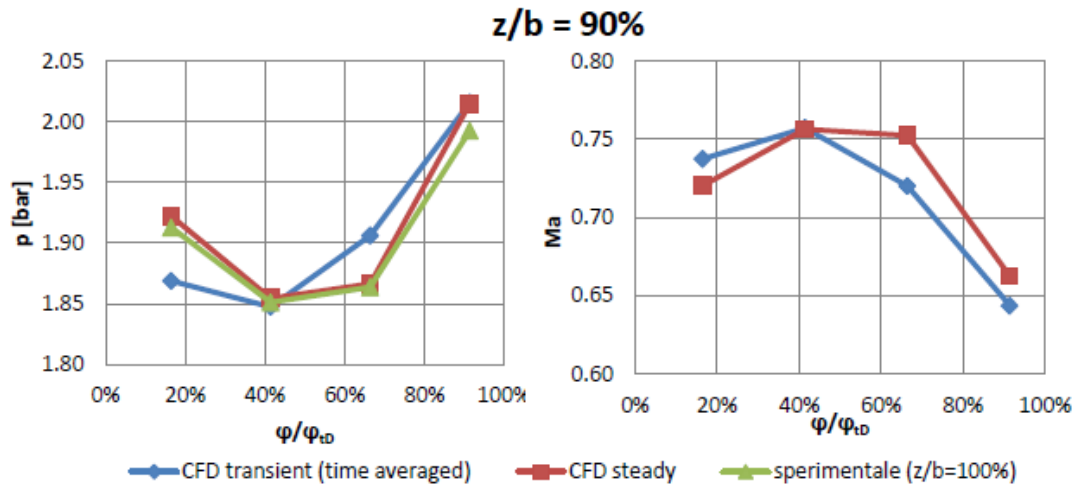


Fig. 5.5 – Distribuzione circonferenziale di pressione statica e numero di Mach nel piano 2M, per $z/b = 90\%$ (analisi stazionaria)

Il campo a potenziale dello statore fa sì che, in prossimità del bordo d'ingresso di una pala ($\phi/\phi_{ID} = 0\%$ e $\phi/\phi_{ID} = 100\%$), si abbia una riduzione locale della velocità e quindi della componente dinamica della pressione totale; ricordando che la pressione totale è fondamentalmente uniforme in direzione circonferenziale (sempre in riferimento ai dati stazionari), questo si traduce in un aumento locale della pressione statica. Ciò giustifica gli andamenti sostanzialmente speculari che presentano il numero di Mach e la pressione statica in questa zona. Tuttavia, considerando l'ampiezza delle variazioni in gioco e la distanza del piano 2M dallo statore, questo effetto è nel complesso di entità piuttosto modesta e limitato alle zone immediatamente a ridosso della palettatura statorica.

Piano 7M

Questo piano si trova pochi millimetri dopo il bordo d'uscita dello statore; qui l'influenza della posizione relativa del rotore è ancora importante solo nel caso in cui il funzionamento della macchina risulti fortemente instabile. Nel caso in cui, invece, il funzionamento del compressore sia all'interno del range di stabilità (come è lecito aspettarsi per la condizione di design, lontano da surge e choking) questa zona può essere ragionevolmente considerata quasi-stazionaria. In caso di funzionamento in prossimità del pompaggio, un possibile fenomeno fortemente instazionario tipico dello statore è lo stallo rotante. Più avanti verrà chiarito come, anche in assenza di forti discontinuità come quella appena esposta, il flusso a valle di uno statore (specialmente se del tipo a cuneo) abbia comunque carattere instazionario, a causa della fluttuazione a bassa frequenza della scia.

I grafici di Fig. 5.6 mostrano l'andamento circonferenziale ad altezza fissata ($z/b = 50\%$) di pressione totale, pressione statica e numero di Mach nel piano 7M. Le prove sperimentali non forniscono risultati all'interno della scia, che occupa circa il 30% del passo angolare statorico ed è approssimativamente compresa tra $\phi/\phi_{ID} = 5\%$ e $\phi/\phi_{ID} = 35\%$. Per avere una distribuzione più completa, relativamente ai risultati della simulazione, nei grafici sono presenti anche i risultati per $\phi/\phi_{ID} = 20\%$ (ovvero al centro della scia), nonostante in questo

punto non si abbia il raffronto sperimentale. Sia le simulazioni numeriche che i dati sperimentali evidenziano come il numero di Mach si presenti quasi costante nella zona di flusso lontana dalle scie. Entrambi i modelli CFD (steady e transient) forniscono risultati in ottimo accordo con le misure sperimentali, sia in termini di andamento qualitativo che di errore assoluto. La pressione risulta essere approssimativamente uniforme in tutto il piano, scia compresa. I risultati della simulazione forniscono approssimativamente valori del 2% superiori alle misure del test case. Questo errore si riflette sui risultati numerici della pressione totale, che mostrano infatti andamenti simili a quelli osservati per il numero di Mach, ma, come per la pressione statica, risultano superiori al dato sperimentale di circa 2 - 3 punti percentuali.

Nel complesso si ha buon accordo con i dati sperimentali, sia in termini di andamenti qualitativi che di errori percentuali. I risultati forniti dalle due simulazioni sono sostanzialmente identici. I risultati negli altri punti (distribuzioni circolari per $z/b = 21.4\%$ e $z/b = 78.6\%$), non riportati per non allungare eccessivamente la trattazione, portano a considerazioni qualitativamente analoghe.

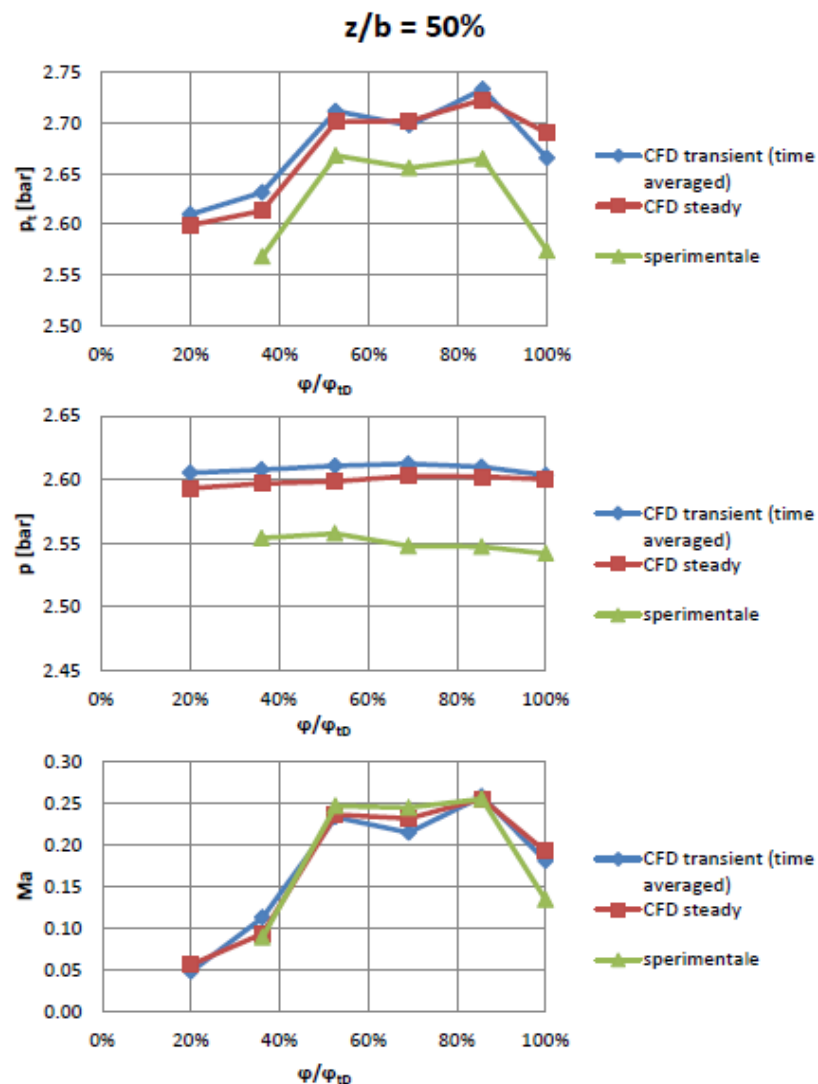


Fig. 5.6 – Distribuzione circonferenziale di pressione totale, pressione statica e numero di Mach nel piano 7M per $z/b = 50\%$ (analisi stazionaria)

5.1.3 Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi instazionaria

Piano 2M

All'interfaccia tra rotore e statore è innanzitutto importante accertarsi che, analizzando il comportamento transitorio in un singolo punto, si abbia la periodicità data dal passaggio delle 15 pale della girante. Fig. 5.7 mostra il comportamento transitorio della pressione totale nella posizione $\varphi/\varphi_{ID}=41.45\%$, a differenti distanze dalla parete posteriore. La periodicità è ben visibile, con periodo pari, appunto, a 24° ; considerando l'intero angolo giro della macchina è evidente il passaggio delle 15 pale. Nei grafici sono inoltre riportati i valori (entrambi stazionari) dei dati sperimentali e delle simulazioni steady; quest'ultimo permette di mostrare l'oscillazione del transitorio intorno al valore calcolato con la simulazione stazionaria.

È possibile notare come la pressione totale cambi progressivamente il suo andamento caratteristico spostandosi a distanze via via maggiori dalla parete posteriore. È chiara la presenza di due picchi di pressione totale per ogni periodo di passaggio del rotore: un primo appena prima dell'arrivo del rotore e un secondo, di entità chiaramente maggiore per bassi valori di z/b (10% e 30%), appena successivo al passaggio dello stesso; allontanandosi dalla parete posteriore il primo picco di p_t tende a diventare predominante sul secondo, che quasi scompare per $z/b=90\%$.

In Fig. 5.8 e in Fig. 5.9 vengono riportati gli analoghi grafici per il numero di Mach e la pressione, relativi alla stessa posizione circonferenziale ($\varphi/\varphi_{ID}=41.45\%$), per $z/b=30\%$ e $z/b=70\%$. Innanzitutto è possibile notare come la pressione abbia sostanzialmente lo stesso andamento temporale nei due grafici, nonostante le differenti distanze dalla parete posteriore: è di nuovo possibile identificare, anche se meno chiaramente, due valori di picco per ogni periodo, ma in questo caso la loro intensità sembra indipendente dal valore di z/b assunto. Si può quindi ipotizzare che nel piano 2M la pressione è quasi indipendente, a parità di posizione circonferenziale, dalla coordinata z : questo non solo da un punto di vista stazionario, ma anche nel comportamento transitorio.

Diverso è il discorso se si analizza il numero di Mach, per il quale invece si può osservare uno spettro qualitativamente analogo a quello discusso per la pressione totale: il diverso comportamento di quest'ultima lungo la coordinata z è quindi da ricercare proprio nella sua componente dinamica, determinata appunto dal numero di Mach. Queste differenze sono spiegabili con un'attenta analisi del flusso nella girante, che presenta forti disuniformità sia in direzione circonferenziale che spanwise (lungo z): a questo proposito, ruoli fondamentali sono giocati dalla distribuzione del carico e dai flussi secondari.

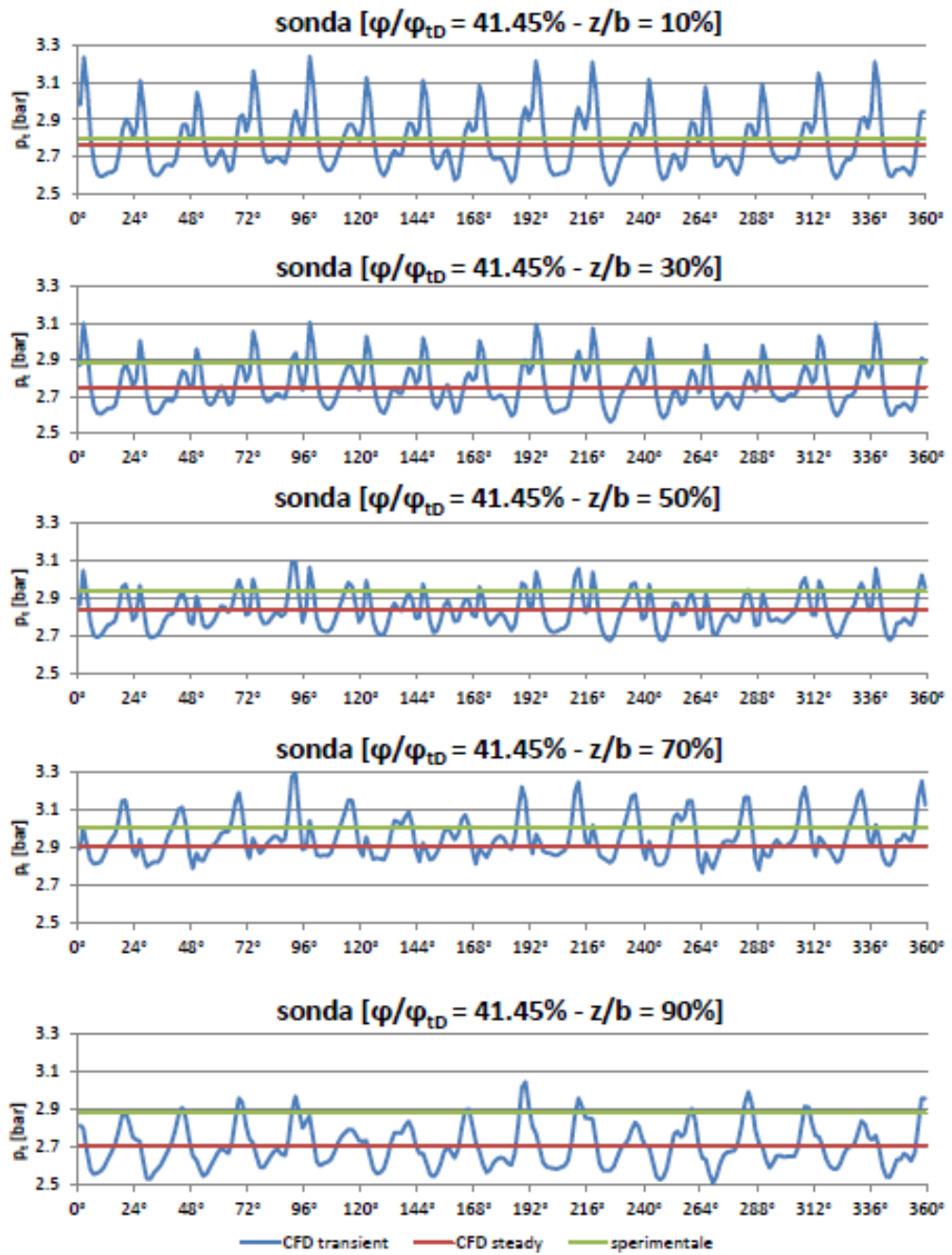


Fig. 5.7 – Transitorio della pressione totale nel punto $\varphi/\varphi_{tD} = 41.45\%$, a differenti distanze dalla parete posteriore

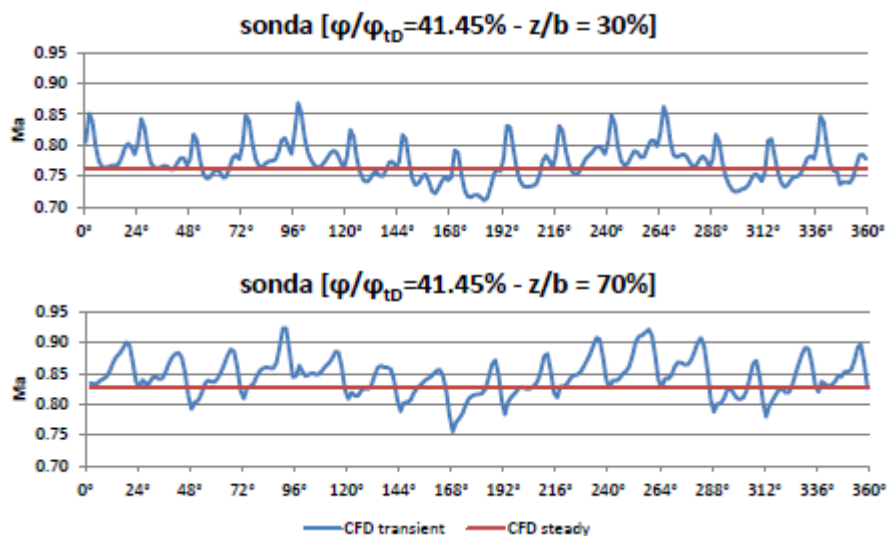


Fig. 5.8 – Transitorio del numero di Mach nel punto $\varphi/\varphi_{tD} = 41.45\%$, a differenti distanze dalla parete posteriore

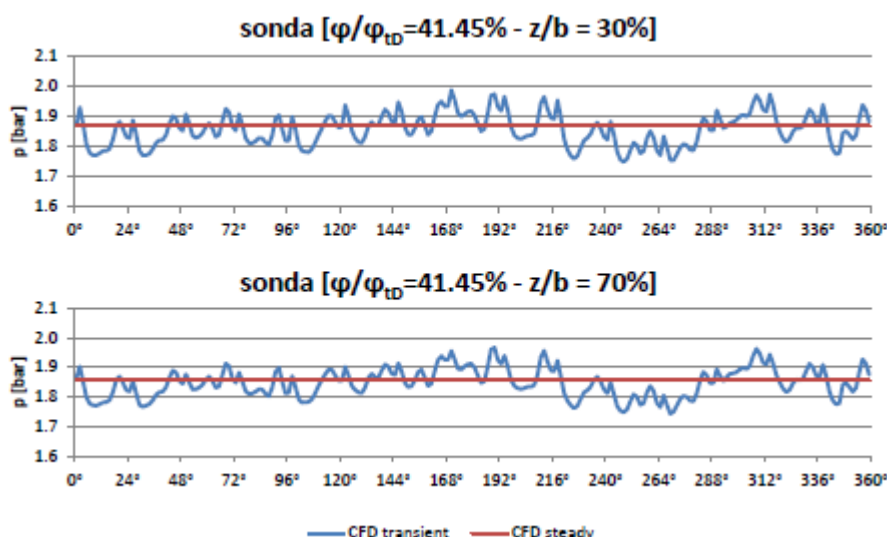


Fig. 5.9 – Transitorio della pressione nel punto $\varphi/\varphi_{tD} = 41.45\%$, a differenti distanze dalla parete posteriore

Dall'analisi delle Fig. 5.7, 5.8 e 5.9 è possibile inoltre effettuare un'ulteriore considerazione: per pressione e numero di Mach sembrerebbe esserci un'ulteriore, lieve, oscillazione a bassa frequenza, oltre a quella legata al passaggio delle pale rotoriche; questo effetto non sembra visibile (o è comunque meno accentuato) per la pressione totale. Questo effetto potrebbe essere legato a possibili oscillazioni instazionarie a valle della girante, per esempio connesse alla fluttuazione delle scie dello statore; questa ipotesi ha origine proprio dal fatto che la pressione totale non sembra risentire di quanto prima descritto: questa grandezza è strettamente legata al lavoro svolto dalla girante sul fluido, per cui una sua oscillazione a bassa frequenza sarebbe da attribuire a una variazione del

punto di funzionamento della girante; se così non è (come sembrerebbe in questo caso) le cause sono da ricercare in fenomeni instazionari a valle dell'impeller.

Si definisce la pressione puntuale media sul j-esimo passaggio di pala:

$$\bar{p}_j = \frac{\sum_{n=N \cdot j / Z_I}^{N(j+1) / Z_I} p_n}{N / Z_I} \quad (5.1)$$

dove N è il numero di timestep nell'intero giro della macchina (in questo caso 240), Z_I è il numero di pale dell'impeller (15) e p_n è la pressione all'n-esimo timestep.

Si definisce, sempre per valori puntuali, la pressione media dopo un intero giro dell'impeller:

$$\bar{p}_{360} = \frac{\sum_{n=1}^N p_n}{N} \quad (5.2)$$

Si introduce il parametro $\Delta p\%$, che rappresenta il modulo dell'intensità dello scostamento del valore istantaneo rispetto al valore medio sull'intera rotazione:

$$\Delta p\% = \frac{p_n - \bar{p}_{360}}{\bar{p}_{360}} \quad (5.3)$$

Si introduce ora il parametro $(\Delta p\%)_j$, ovvero la fluttuazione del valor medio sul j-esimo passaggio di pala rispetto al valore medio sull'intera rotazione:

$$(\Delta p\%)_j = \frac{\bar{p}_j - \bar{p}_{360}}{\bar{p}_{360}} \quad (5.4)$$

Con questo parametro è possibile “depurare” il transitorio dall'effetto del passaggio di pala (segnale ad alta frequenza) e concentrare l'attenzione su eventuali oscillazioni secondarie (segnale a bassa frequenza). Le definizioni per pressione totale e numero di Mach sono del tutto analoghe.

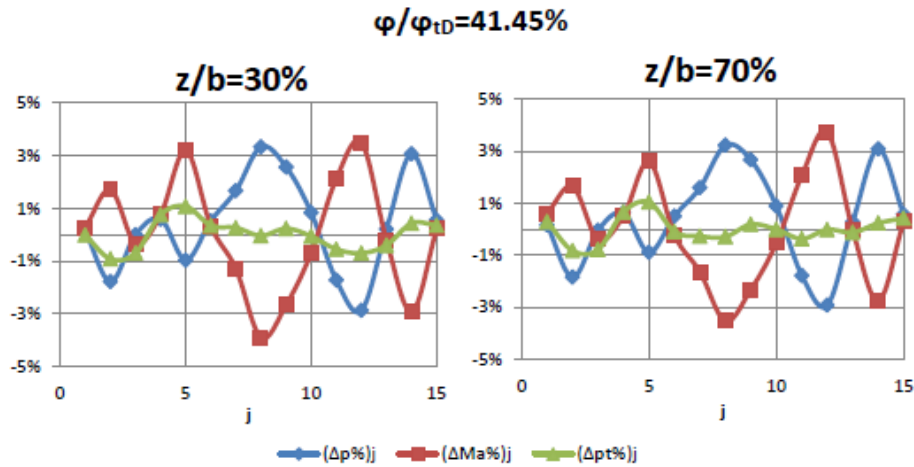


Fig. 5.10 – Fluttuazioni a bassa frequenza di pressione, numero di Mach e pressione totale

Da Fig. 5.10 si può notare come il valor medio sul passaggio di pala della pressione totale abbia fluttuazioni notevolmente minori rispetto a quelle per pressione e numero di Mach. È interessante osservare come gli andamenti relativi a queste ultime abbiano andamento sostanzialmente speculare rispetto all'asse delle ascisse: si può ipotizzare che la portata passante nel singolo canale diffusorico sia variabile nel tempo e ciò causa anche una variazione della componente meridiana della velocità e quindi del numero di Mach; la pressione si regola di conseguenza assumendo un andamento “a specchio” (poiché la pressione totale resta quasi costante).

Vano diffusore, piano 7M, piano 8M

Con l'allontanarsi del flusso dalla girante ci si aspetta ovviamente che l'effetto instazionario causato dal passaggio delle pale decresca progressivamente. Questo effetto è facilmente visibile in Fig. 5.11, che riporta il transitorio del numero di Mach in tre diversi punti del diffusore: il primo è posto esattamente al centro del canale statorico, equidistante dalle due pareti di pressure side e suction side; il secondo è posto nel piano 7M nella posizione $\varphi/\varphi_{ID}=69.1\%$; il terzo è posto nel piano 8M nella posizione $\varphi/\varphi_{ID}=83.1\%$. I punti, scelti in modo tale da trovarsi lontano da pareti e/o scie, sono tutti riferiti a $z/b=50\%$. Com'era lecito aspettarsi, la periodicità delle pale diventa progressivamente meno visibile allontanandosi dalla girante, mentre prendono sempre più il sopravvento le fluttuazioni a bassa frequenza, ben visibili in tutti e tre i punti, che avvengono approssimativamente con la stessa frequenza di quelle viste nel piano 2M.

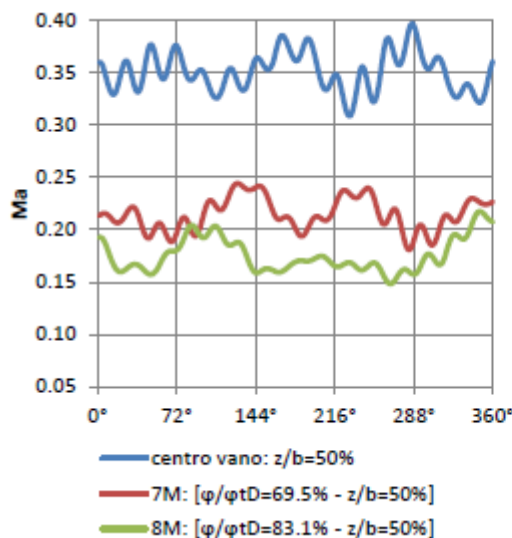


Fig. 5.11 – Transitorio del numero di Mach in tre diversi punti del diffusore, posti a crescente distanza dalla girante

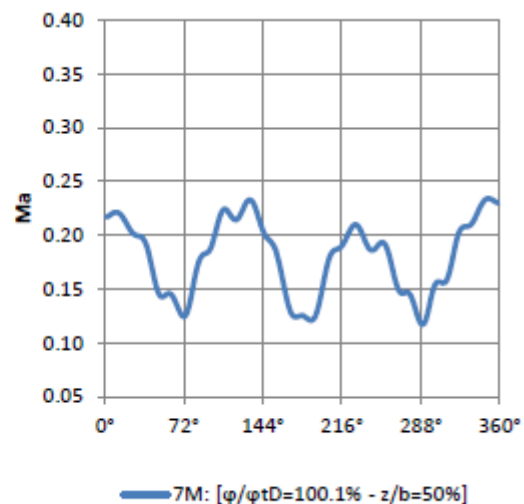


Fig. 5.12 – Transitorio del numero di Mach in un punto a ridosso della scia dello statore

In Fig. 5.12 è invece riportato il comportamento transitorio in un punto del piano 7M posto a ridosso della scia (dalla parte del pressure side della pala). Qui la periodicità della pala è quasi invisibile, mentre è molto marcata la fluttuazione a bassa frequenza; questo conferma che il fenomeno è effettivamente dovuto alla fluttuazione della scia: in questo punto si

alternano momenti in cui il flusso risulta sostanzialmente indisturbato ($Ma \approx 0.23$, in linea coi valori di picco al centro del canale) ad altri in cui la velocità crolla ($Ma \approx 0.12$), segno di una rilevazione effettuata all'interno della scia. Essendo il punto di rilevazione statico, questo significa che la scia delle pale statoriche effettivamente subisce una fluttuazione, con una frequenza che è circa tre volte quella di rotazione della girante.

5.1.4 Configurazione del flusso all'interfaccia girante-diffusore

Poiché il flusso in uscita dalla girante è fortemente disuniforme, sia in termini di velocità che di angoli del flusso, è di primaria importanza caratterizzare adeguatamente il fluido evolvente nell'impeller, al fine di capire come i complessi fenomeni fisici che entrano in gioco influenzano il flusso.

Quando la distanza dal bordo d'ingresso dello statore scende sotto un certo valore, gli effetti dovuti al campo a potenziale dello stesso non sono più trascurabili e tendono a distorcere localmente il flusso; poiché inizialmente ci si vuole soffermare sui fenomeni che riguardano esclusivamente l'impeller, questi effetti vengono "eliminati" utilizzando, come mezzo di analisi, la simulazione stazionaria: infatti l'opzione di interfaccia utilizzata (stage) introduce un piano di miscelamento all'interfaccia rotore-statore, che elimina di fatto gli effetti dovuti alla posizione relativa tra le pale della girante e quelle del diffusore: è quindi possibile studiare il flusso nella girante senza considerare la posizione relativa con lo statore (analisi all'interno del dominio rotore) e viceversa (analisi all'interno del dominio statore). Questi effetti, comunque, sono trascurabili per buona parte del rotore e diventano visibili solo in prossimità del bordo d'uscita.

Prima di passare all'analisi di dettaglio si vuole ricordare che in un compressore centrifugo la zona più critica è quella in prossimità della cassa, a causa dell'incorrere di una serie di fenomeni, principalmente l'instabilità intrinseca dello strato limite e la generazione di flussi secondari che trasportano i flussi a bassa velocità delle pareti.

In Fig. 5.13 è riportata la distribuzione della velocità meridiana lungo cinque superfici hub to shroud all'interno dell'impeller. In Fig. 5.14 è riportata la medesima situazione, ma in questo caso la variabile è l'energia cinetica turbolenta, così definita:

$$TKE = \frac{1}{2} (\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2} + \overline{v_z'^2}) \quad (5.5)$$

dove v_x' , v_y' e v_z' sono le fluttuazioni di velocità nelle tre coordinate cartesiane ($v_i = \overline{v_i} + v_i'$). $\overline{v_x'^2}$ è quindi la media temporale dei quadrati delle fluttuazioni di velocità lungo x.

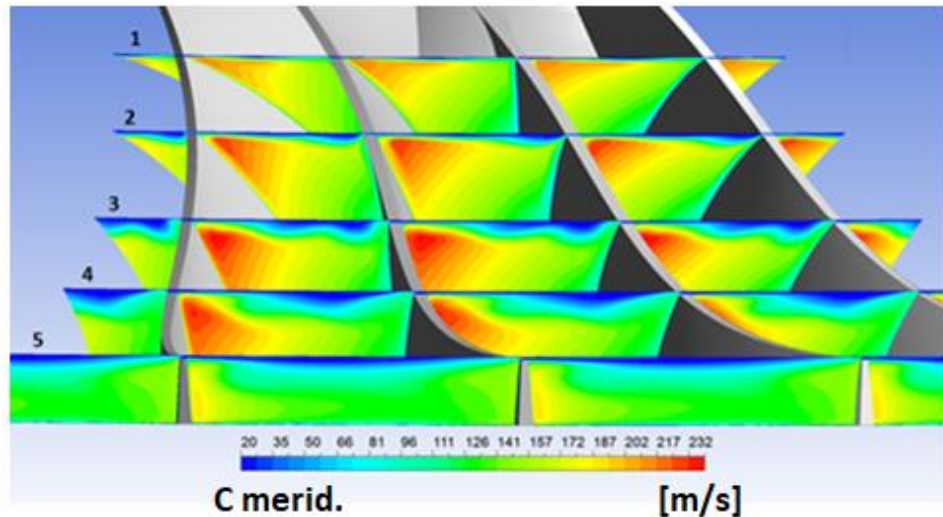


Fig. 5.13 – Distribuzione della velocità meridiana in cinque superfici hub to shroud all'interno dell'impeller

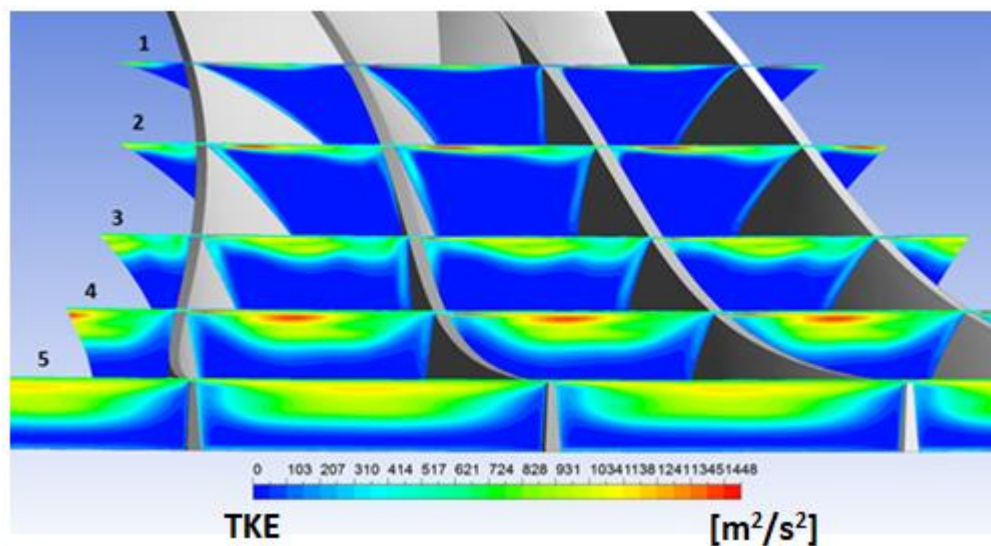


Fig. 5.14 – Distribuzione dell'energia cinetica turbolenta in cinque superfici hub to shroud all'interno dell'impeller

Dalla superficie 1 è possibile notare come, inizialmente, il flusso presenti alcune delle caratteristiche tipiche del flusso inviscoso: la velocità tende a essere più elevata sul lato in depressione (carico aerodinamico delle pale) e verso la cassa (gradiente causato dalle differenti curvature di hub e shroud), seguendo una distribuzione piuttosto lineare e non distorta. L'unico elemento disturbante è dato dal tip leakage vortex, che genera un getto tangenziale dal lato in pressione verso quello in depressione (poiché è puramente circonferenziale, ha componente meridiana di velocità nulla) e che concorre con quello che è probabilmente un principio di separazione alla cassa.

Proseguendo verso valle, questa distribuzione viene progressivamente distorta: già alla superficie 2 si può osservare l'inspessimento dello strato limite della cassa, che genera una

zona a bassa velocità ora ben visibile, soprattutto nella zona prossima al pressure side, che prima non ne era interessata. Nelle superfici successive la porzione di fluido vorticoso a bassa quantità di moto tende ad ampliarsi, andando ad occupare, in prossimità dell'uscita, buona parte del vano rotorico.

Si ricorda la definizione di vorticità:

$$\vec{\Omega} = \nabla \times \vec{v} \quad (5.6)$$

Analizzando Fig. 5.15, che riporta la vorticità nelle cinque superfici prima introdotte, si può vedere come fin da subito si abbiano delle chiare costruzioni vorticide; soffermandosi sulla superficie 1: lungo l'altezza di pala si hanno i due *blade surface vortex* (sul pressure side: BVP, sul suction side: BVS) e alla cassa si ha il concorrere del *vortice di passaggio* (PVS) e del *vortice di Coriolis* (CV). Il BV ha maggiore intensità sul lato in depressione e si genera dove il canale curva dalla direzione assiale verso quella radiale, svanendo progressivamente all'uscita; esso trasporta flusso lungo la pala dal mozzo verso l'apice. Il PV e il CV concorrono a trasportare fluido lungo le pareti di hub e shroud, dal lato in pressione a quello in depressione. Il PV ha tipicamente intensità maggiore nella prima parte dell'impeller (per la maggior curvatura della pala) e alla cassa (per i maggiori gradienti di velocità), come peraltro confermato da Fig. 5.15. Gli effetti al mozzo sono, invece, quasi invisibili.

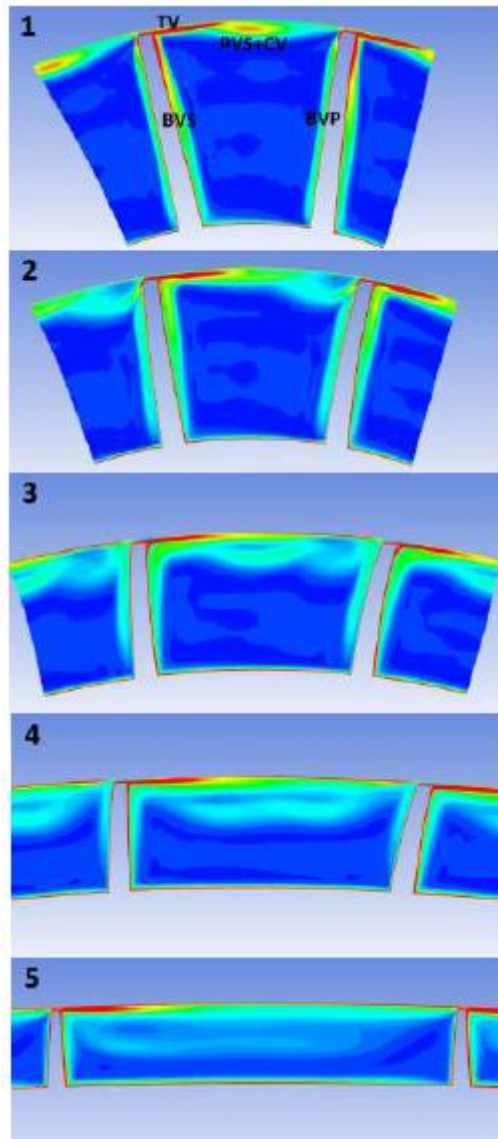


Fig. 5.15 – Distribuzione della vorticità nell'impeller

L'effetto complessivo dei flussi secondari appena descritti è quello di trasportare i flussi a bassa quantità di moto generati a parete verso la cassa e verso il lato in depressione. In questa zona, peraltro, le strutture vorticosi appena descritte interagiscono con il *tip vortex* (TV): con riferimento alle Fig. 5.14 e 5.15, il vortice di passaggio è ben delineato nella superficie 1, dove si è appena generato, mentre nelle superfici più a valle esso viene distorto e deformato verso il centro del canale dal getto tangenziale del TV, generando così una spessa porzione vorticosi che interessa buona parte dell'altezza del canale e sostanzialmente tutta l'estensione circonferenziale del vano (superfici 4 e 5 di Fig. 5.14 e Fig. 5.15).

In conclusione, in uscita dall'impeller ci si aspetta:

- Un'ampia zona di flusso a bassa quantità di moto (wake) localizzata lungo tutta l'estensione della cassa, la cui influenza risulta evidente fino a circa metà dell'altezza del canale; le cause sono da ricercare nell'instabilità dello strato limite

della parete di shroud e nella formazione di strutture vorticose che caratterizzano proprio questa zona;

- una zona in cui la velocità relativa è decisamente più elevata (jet), poiché non intaccata profondamente da fenomeni viscosi legati ai flussi secondari, localizzata all'incirca nella metà inferiore del vano lungo tutta la parete di hub

Questa struttura è confermata da Fig. 5.16, dove si riporta la distribuzione di w nel piano 2', ovvero il piano di interfaccia tra i domini rotore e statore del modello CFD, posto a circa 2.5 mm dall'uscita del rotore: risulta evidente la netta divisione in due che caratterizza il flusso in questo piano, la cui struttura viene tipicamente chiamata jet-wake. Come per le altre figure riportate finora, anche questa è stata ottenuta dal post-processing del modello stazionario (per eliminare momentaneamente l'influenza del diffusore in questa analisi preliminare); in questa zona l'interazione con lo statore diventa rilevante, pertanto Fig. 5.16 può essere considerata alla stregua di un risultato mediato nel tempo.

In Fig. 5.16 viene riportata, con le medesime modalità, anche la distribuzione dell'angolo relativo. Vi è una sottile banda in prossimità della cassa in cui il flusso è completamente tangenziale a causa del *tip vortex* e dello strato limite di parete. Guardando ad altezze inferiori, si possono notare due porzioni piuttosto distinte che approssimativamente corrispondono con le due zone di jet e di wake viste precedentemente, soprattutto se si mantiene una certa distanza dalle pale: la zona di wake presenta angolo minore rispetto alla zona di jet, a causa del forte *passage vortex* che rende più radiale la parte di flusso interessata. Avvicinandosi alle pale, l'angolo è sempre più influenzato dalla distorsione locale causata dal trailing edge: il flusso che scorre su un lato della pala, all'uscita della stessa, deve riunirsi con quello che scorre sull'altro lato, "aggirando" il bordo d'uscita della pala. Si ha così che sul lato in pressione il flusso relativo è più tangenziale e su quello in depressione è invece più radiale.

Fig. 5.17 evidenzia la medesima situazione, ma in questo caso velocità e angolo sono grandezze assolute.

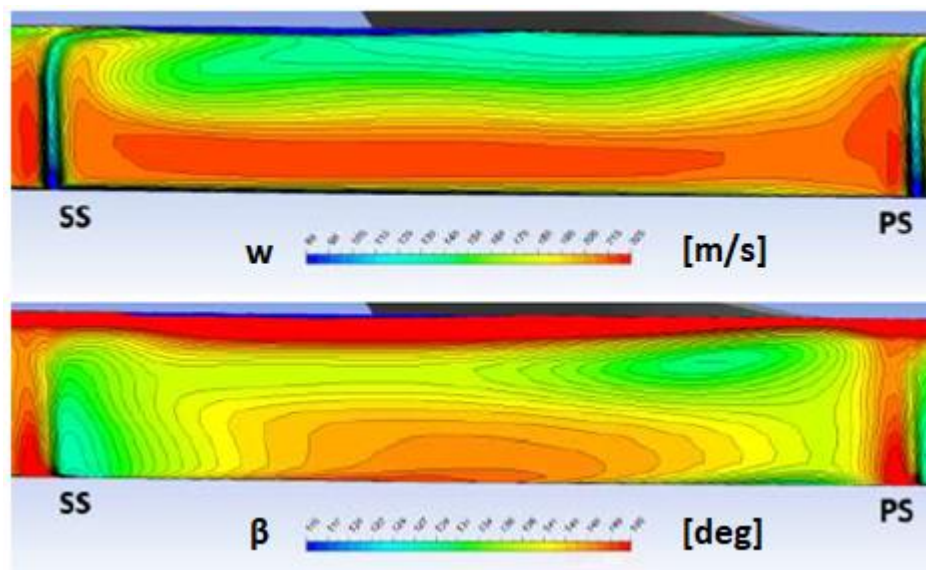


Fig. 5.16 – Velocità relativa e angolo relativo nella proiezione del vano rotorico sul piano 2'. SS=Suction Side del rotore, PS=Pressure Side del rotore

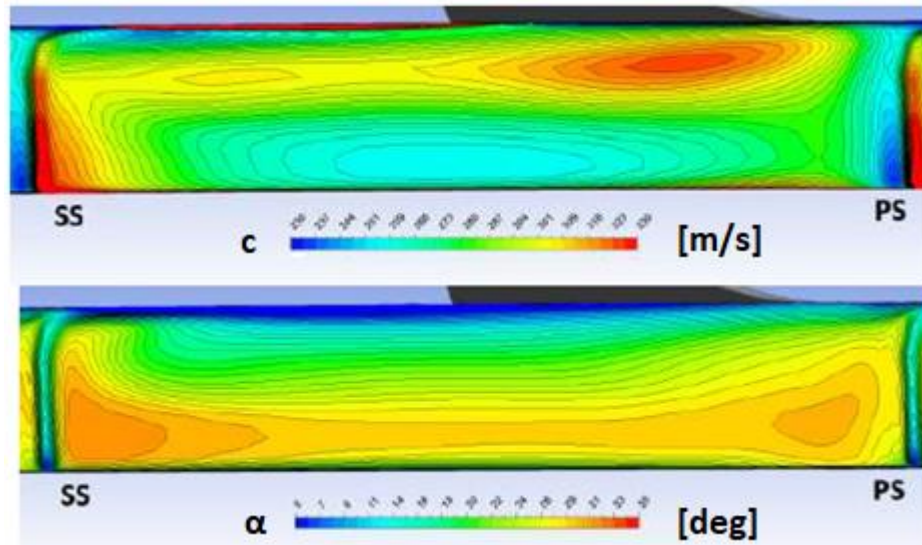


Fig. 5.17 – Velocità assoluta e angolo assoluto nella proiezione del vano rotorico sul piano 2'. SS=Suction Side del rotore, PS=Pressure Side del rotore

Come conseguenza della composizione dei triangoli di velocità in questa zona, il flusso assoluto presenta alte velocità dove il flusso relativo è più radiale, mentre lo stesso flusso assoluto è a sua volta più radiale dove w è elevata. Discorso inverso per basse velocità e flussi più tangenziali. Tenendosi a opportuna distanza dalle pale e dalle pareti (per non considerare l'effetto di distorsione locale causato dalle stesse) si può affermare che l'effetto risultante nel passaggio da grandezze assolute a relative è quello di capovolgere la situazione vista in precedenza: guardando in prossimità della cassa, quella che nel flusso relativo era una zona di wake relativamente radiale (basso β) diventa nel sistema assoluto un flusso molto veloce e tangenziale (basso α); la zona di jet nel sistema relativo (verso il mozzo) corrisponde invece a una porzione di flusso lento e piuttosto radiale nel flusso assoluto. In prossimità delle pale, invece, la distorsione locale dell'angolo relativo fa sì che la velocità assoluta sia alta nel lato depressione e bassa nel lato in pressione.

Pertanto il flusso proveniente dalla girante è fortemente disuniforme, sia in termini di velocità che di angoli. Questo ha ovviamente delle conseguenze sul funzionamento dello statore, che è di conseguenza soggetto a incidenze variabili nel tempo. Fig. 5.19 riporta le distribuzioni istantanee di velocità ed incidenza sul piano 2M, per quattro differenti posizioni relative rotore-statore. Le immagini sono viste "lato diffusore", per cui il rotore scorre da destra verso sinistra. Nelle immagini relative alla velocità si vede chiaramente una zona di massimo, posizionata in prossimità della parete frontale, muoversi solidamente con il vano rotorico, anche se la velocità viene limitata sempre più con l'avvicinarsi del lato in pressione del diffusore, a causa dell'effetto di bloccaggio causato dal campo a potenziale. Quest'ultimo effetto è chiaramente visibile grazie alla zona a bassa velocità che resta circa statica nell'angolo tra lato in pressione e parete posteriore; il fatto che sia posizionata in prossimità della parete posteriore è conseguenza della disuniformità del flusso proveniente dalla girante, come analizzato in precedenza. Per quanto riguarda l'incidenza, si nota una porzione di flusso a incidenza positiva muoversi lungo la parete frontale: è il centro della zona di wake dalla girante, che è caratterizzata da flusso molto tangenziale nel referenziale assoluto.

L'interazione dei fenomeni fluidodinamici all'interfaccia rotore-statore verrà ripresa e approfondita, grazie alla disponibilità di misure sperimentali instazionarie per il punto P1.

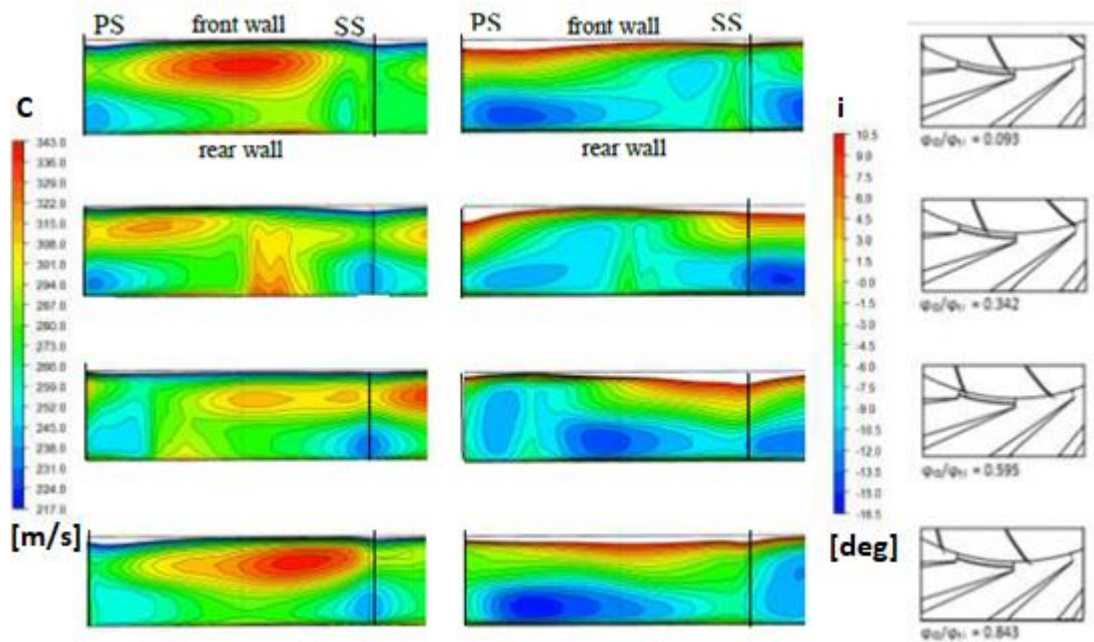


Fig. 5.18 – Analisi instazionaria della velocità assoluta (a sinistra) e dell'incidenza (a destra) in 2M. PS=Pressure Side del diffusore SS=Suction Side del diffusore

5.2 Punto di funzionamento P1 (near surge)

In questo paragrafo si è effettuata una simulazione CFD per il punto operativo con portata $\dot{m} = 0.2386 \text{ kg/s}$ per poter analizzare il funzionamento near surge di questo compressore confrontando i risultati numerici con quelli sperimentali. Le simulazioni CFD sono state condotte con due diversi modelli di turbolenza, così da confrontare la bontà del modello in condizioni di flusso più complicate (near surge): il k- ω standard e l'SST.

5.2.1. Analisi dei piani caratteristici della macchina

Piano 2M

Per quanto riguarda questo piano caratteristico non si sono verificati grandi scostamenti sulle grandezze analizzate, vedi Tab. 5.5.

Tab. 5.5 - Risultati nel piano 2M per i diversi modelli stazionari. Legenda: HR=High Resolution, KO=K-Omega, SST=Shear Stress Transport

	p_t	p	T_t	Ma	c	α
	[bar]	[bar]	[K]	—	[m/s]	[°]
CFD (HR+KO)	2.8525	1.9723	399.93	0.7403	280.91	20.207
CFD (HR+SST)	2.8540	1.9573	398.18	0.7500	283.50	20.329

Sperimentale	2.8592	1.9513	397.64	0.7600	287.57	20.012
Errore (HR+KO)	-0.24%	+1.08%	+0.58%	-2.59%	-2.31%	+0.97%
Errore (HR+SST)	-0.18%	+0.31%	+0.13%	-1.32%	-1.41%	+1.59%

I dati delle simulazioni qui riportati, anche in questo caso, sono quelli mediati sulla superficie che attraversa l'intero dominio del diffusore (tre pale), mentre i dati sperimentali si riferiscono ovviamente alla media sulla superficie di un singolo canale. In Fig. 5.19 si riportano la distribuzione del numero di Mach per i modelli HR+KO e HR+SST. Nelle figure entrambi i domini di girante e diffusore sono stati raddoppiati per vedere al meglio anche il canale interrotto dal lato su cui è imposta la periodicità.

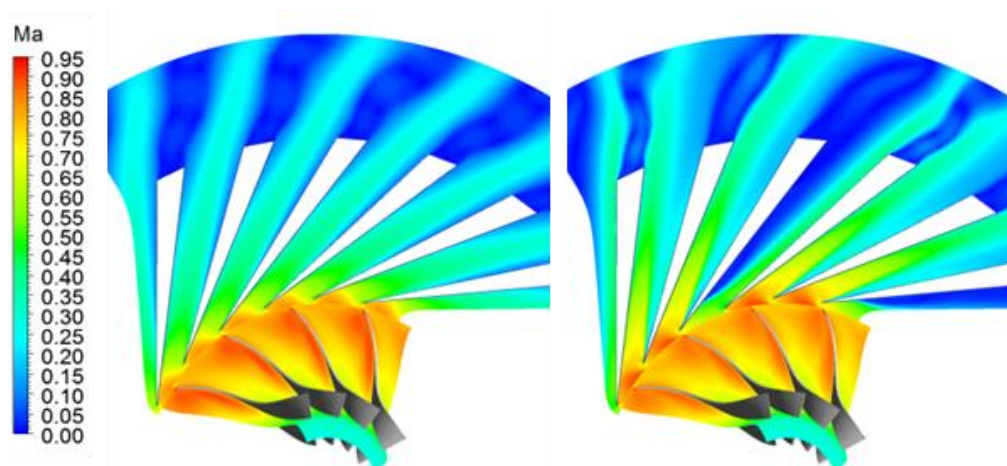


Fig. 5.19 – Distribuzione del numero di Mach al 50% dello span per il modello stazionario: HR+KO (a sinistra) e HR+SST (a destra)

Questa situazione comporta che i risultati riportati in Tab. 5.5 relativi al modello HR+SST siano in realtà una media tra tre valori che possono essere profondamente diversi tra loro e presentare, singolarmente, errori anche consistenti rispetto al dato sperimentale, i quali però si compensano considerando l'intero dominio. Fig. 5.19 (destra) mostra chiaramente come quest'ultimo modello generi un forte stallo su una delle tre pale del diffusore: il canale interessato dallo stallo è caratterizzato da un minor efflusso di portata, poiché lo stallo stesso rappresenta un ostacolo al passaggio di flusso, che tende quindi a redistribuirsi sugli altri due canali (la portata uscente dal modello è imposta). A conferma di ciò, dal post-processing si ottiene che la portata nel vano con lo stallo è pari a 0.052 kg/s (con velocità meridiana di 63.5 m/s) mentre negli altri due è circa 0.091 kg/s (con velocità meridiana di quasi 120 m/s). Poiché la componente meridiana della velocità è direttamente proporzionale alla portata fluente, le conseguenze di questo comportamento si ripercuotono anche sulla velocità assoluta. L'effetto appena descritto è facilmente visibile osservando le distribuzioni relative ai due modelli: rispetto al modello HR+KO, quello HR+SST evidenzia un canale con numero di Mach notevolmente inferiore (stallo che "blocca" il passaggio del flusso) e due con Mach più elevato (redistribuzione della portata). Nonostante ciò, dal post-processing è emerso che la pressione totale mediata ha

discostamenti minimi nel piano 2M per i tre diversi vani, nell'ordine dello 0.8%: una volta fissate la geometria del rotore e la velocità di rotazione, la pressione totale all'uscita del rotore è infatti sostanzialmente determinata dalla portata fluente dalla girante, imposta all'uscita, che ne determina il punto di funzionamento.

Si riportano i dati medi sui singoli canali dell'angolo assoluto: 23.19°, 23.36° e 14.39°, dove i primi due eccedono di oltre il 3° il dato sperimentale e l'ultimo, quello relativo al canale interessato dallo stallo, è in difetto di quasi 6°. Queste differenze sono nuovamente da ricondursi al discorso circa la distribuzione della portata esposto poco prima. In ingresso al vano con stallo la velocità meridiana è inferiore rispetto alla media sull'intero piano 2M: per la composizione dei triangoli di velocità (la velocità di trascinamento e il bordo d'uscita del rotore sono costanti) il flusso tende a diventare più tangenziale in questa zona. Per motivo analogo gli altri due vani, che hanno velocità meridiana più elevata perché caratterizzati da maggiore portata fluente, hanno flusso assoluto più radiale. È interessante notare che, mediando sull'intero dominio, si ottiene un valore vicino a quello sperimentale. Il fatto che i discostamenti siano importanti sui singoli canali non è necessariamente un indizio di un modello poco performante: se la situazione descritta fosse uno stallo rotante (situazione piuttosto comune per funzionamenti vicini alla condizione di pompaggio), la configurazione visibile in figura sarebbe in realtà un'istantanea di fenomeno in fase di rotazione. In questo caso lo stallo si sposterebbe progressivamente sulle diverse pale, andando di fatto a ripianare, nel tempo, gli errori sui singoli canali. Bisogna altresì aggiungere che i modelli non completi sono sconsigliati per la simulazione di fenomeni a carattere circonferenziale, poiché impongono una periodicità al fenomeno che non è, salvo coincidenze, quella propria del fenomeno stesso.

Piano 7M

Tab. 5.6 - Risultati nel piano 7M per i diversi modelli stazionari.

	p_t	p	T_t	Ma	c	α
	[bar]	[bar]	[K]	—	[m/s]	[°]
CFD (HR+KO)	2.7626	2.6912	397.06	0.1782	70.89	58.339
CFD (HR+SST)	2.6049	2.5188	397.10	0.1876	74.33	44.662
Sperimentale	2.6970	2.6315	397.64	0.1736	69.09	58.540
Errore (HR+KO)	+2.43%	+2.27%	-0.15%	+2.65%	+2.61%	-0.34%
Errore (HR+SST)	-3.41%	-4.28%	-0.14%	+8.07%	+7.58%	-23.71%

Osservando i risultati della suddetta tabella è possibile fare due osservazioni significative:

- Il modello HR+SST ha errore molto elevato nella predizione della velocità assoluta e, soprattutto, dell'angolo assoluto. L'ampia zona di stallo crea forti perturbazioni: il canale interessato ha infatti angolo medio del flusso pari 11.62° (contro 54.77° e 67.62 dei canali rispettivamente a sinistra e a destra dello stesso, con riferimento alla Fig. 5.19).
- Il modello HR+KO presenta errori inferiori al 5% per tutte le grandezze monitorate (l'errore massimo è appena del 2.65%, sul numero di Mach) e sembra per questo essere il più indicato per l'inizializzazione del transient. Tuttavia, per verificare la

conformazione di flusso risultante, entrambi i modelli stazionari con schema High Resolution sono stati utilizzati per la simulazione transitoria.

5.2.2. Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi stazionaria

Simulazioni steady

Piano 2M

In Fig. 5.20 si mette a confronto i valori di pressione totale dei diversi modelli steady con i dati sperimentali.

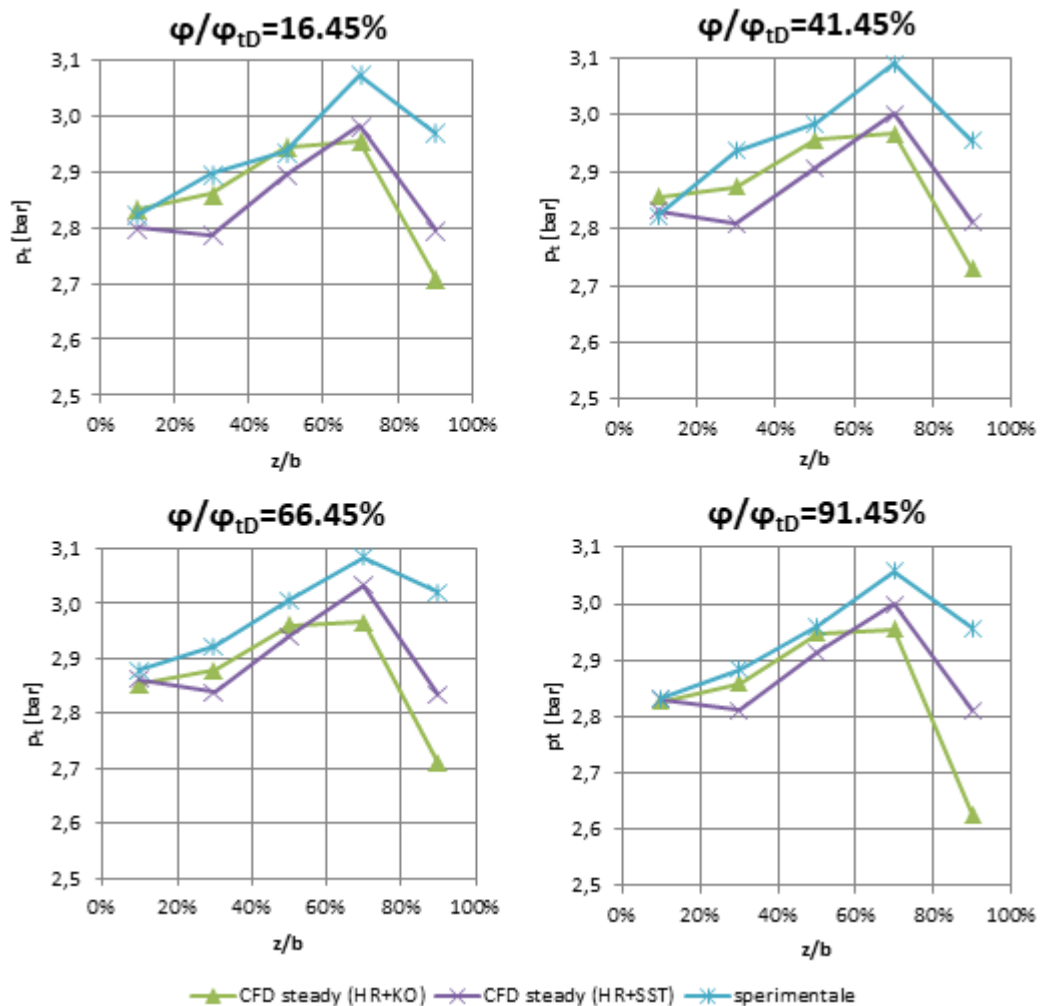


Fig. 5.20 – Pressione totale lungo z in differenti posizioni angolari del piano 2M

Fino al 50% dello span il modello che garantisce i risultati migliori è quello con schema ad alta risoluzione e modello di turbolenza K-Omega; questo modello sembra andare parzialmente “in crisi” spostandosi verso la parete frontale, poiché per $z/b=70\%$ e $z/b=90\%$ l’errore rispetto ai dati misurati aumenta considerevolmente. In questa zona è la simulazione con SST a mantenere un miglior parallelismo con l’andamento ottenuto dal test-case. Questo modello di turbolenza è infatti noto per essere il più performante in zone

di flusso ad alta complessità (ovvero fortemente tridimensionale e con elevati gradienti spaziali), soprattutto nel caso di separazione con forti gradienti avversi di pressione: nel paragrafo precedente (relativamente al funzionamento on design) è stato dimostrato che in prossimità della cassa della girante vi è una zona di separazione, peraltro fortemente distorta dall'interazione dei diversi flussi secondari (vortice di passaggio, vortice di Coriolis, blade surface vortex e tip leakage vortex).

Analizzando invece la pressione e il numero di Mach, come in Fig. 5.21 e 5.22, è possibile osservare la disuniformità indotta dalla separazione di un canale diffusorico per il modello HR+SST. I due grafici relativi al numero di Mach mostrano quello che già era possibile vedere precedentemente con le distribuzioni di Fig. 5.19: il canale sottoposto a monitoraggio presenta (uno di quelli senza separazione), nel piano 2M, un flusso più accelerato per il modello HR+SST rispetto a tutti gli altri. Questa maggiore velocità riguarda indistintamente tutti i punti lungo la coordinata z , mentre in direzione circonferenziale il suo effetto è quasi trascurabile in prossimità del suction side dello statore ($\varphi/\varphi_{tD}=16.45\%$) e si accentua spostandosi progressivamente verso il pressure side: la maggiore portata nel canale implica una maggiore componente meridiana della velocità che, oltre a portare a un aumento della velocità assoluta, causa anche delle variazioni negli angoli: il flusso tende a diventare più radiale e conseguentemente risulta più “bloccato” sul lato in depressione dello statore (per campo a potenziale) mentre è libero di fluire sul lato in pressione, dove non trova barriere fisiche al suo passaggio.

Poiché la pressione totale non viene sostanzialmente influenzata, dove il numero di Mach aumenta si ha necessariamente una diminuzione della pressione statica: i due grafici relativi alla pressione delle figure 5.21 e 5.22 mostrano chiaramente una sottostima rispetto a tutti gli altri modelli e ai dati sperimentali. Da quest'ultimo punto di vista le maggiori corrispondenze si hanno sul modello HR+KO, che segue fedelmente i risultati delle misure.

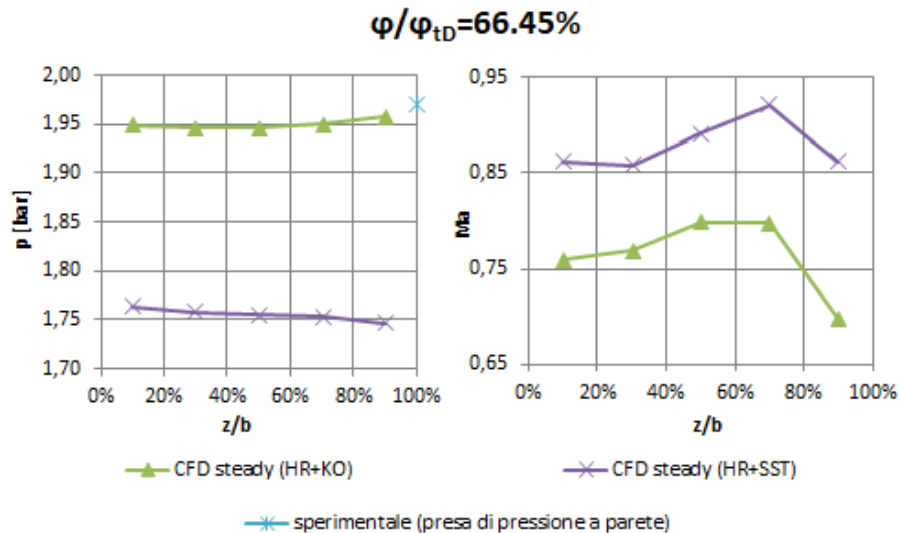


Fig. 5.21 – Distribuzione lungo z di pressione statica e numero di Mach nel piano 2M per $\varphi/\varphi_{tD} = 66.45\%$

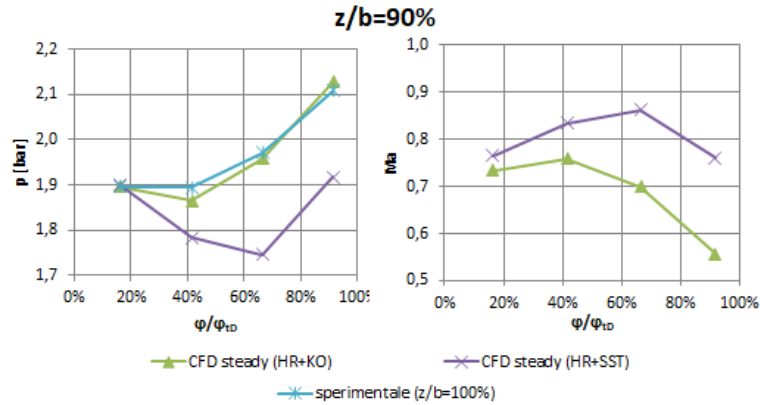


Fig. 5.22 – Distribuzione circonferenziale di pressione statica e numero di Mach nel piano 2M, per $z/b = 90\%$ (per il numero di Mach non si hanno riscontri sperimentali)

Come già visto per il funzionamento on design, la pressione totale resta sostanzialmente invariata in direzione circonferenziale (si confrontino i diversi grafici di Fig. 5.20) e, conseguentemente, il numero di Mach e la pressione assumono degli andamenti “a specchio”, con il campo a potenziale dello statore che causa una netta riduzione di velocità in prossimità del lato in pressione del diffusore.

Piano 7M

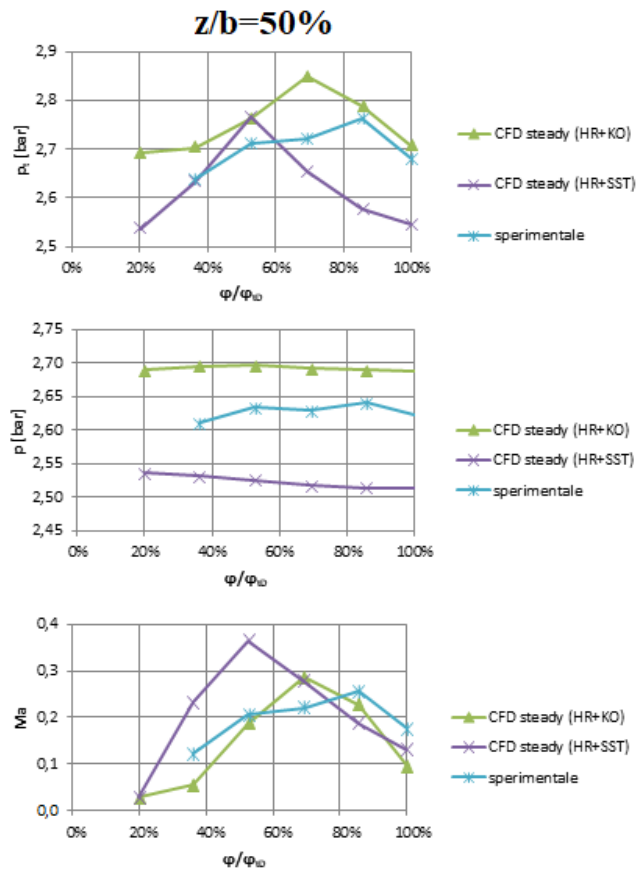


Fig. 5.23 – Distribuzione circonferenziale di pressione totale, pressione statica e numero di Mach nel piano 7M per $z/b = 50\%$

I grafici di Fig 5.23 mostrano l'andamento circonferenziale ad altezza fissata ($z/b = 50\%$) di pressione totale, pressione statica e numero di Mach nel piano 7M. La simulazione con schema High Resolution e modello di turbolenza K-Omega potrebbe risentire negativamente, in termini di accuratezza, della tendenza di quest'ultimo ad accentuare le separazioni, infatti il numero di Mach è inferiore ai dati sperimentali per $\phi/\phi_{ID}=36.1\%$ e $\phi/\phi_{ID}=100.1\%$, ovvero in corrispondenza di lato in depressione e lato in pressione del vano diffusorico; conseguentemente questo effetto di leggero “strozzamento” del canale causa il picco di velocità al centro dello stesso ($\phi/\phi_{ID}=69.1\%$), poiché la portata è imposta all'uscita. Si ricorda, comunque, che sul valore mediato era proprio questa simulazione a garantire i migliori risultati. La zona ispezionata con i punti-sonda è quella compresa tra la seconda e la terza pala da sinistra di Fig. 5.19 (destra); qui la velocità è mediamente più alta rispetto agli altri modelli per l'effetto di redistribuzione della portata affrontato precedentemente e, inoltre, le forti disuniformità circonferenziali causano una distribuzione della velocità all'interno del vano qualitativamente e quantitativamente differente dalle altre simulazioni.

Dal confronto con le misure del test case, si può concludere che, nel complesso, i riscontri migliori si hanno con la simulazione HR+KO. Per quanto riguarda il modello HR+SST, i risultati sono ottimi per tutti i dati relativi alla pressione totale nel piano 2M, segno che la girante è simulata correttamente; inoltre il fatto che, in questo piano, la p_t media non vari sensibilmente tra i tre canali del diffusore lascia dedurre che la causa dell'instabilità (sia essa fisica o numerica) è da ricercare a valle della girante; lo stallo di una delle tre pale statoriche rende poi sostanzialmente incomparabili la maggior parte dei risultati in 2M (redistribuzione della portata) e in 7M.

Entrambe le simulazioni High Resolution sono state utilizzate come inizializzazione di un transitorio (per il quale sono state mantenute le impostazioni del corrispondente stazionario al fine di limitare le instabilità numeriche): quella con modello di turbolenza K-Omega è stata utilizzata per il buon riscontro con i dati sperimentali, mentre quella con modello di turbolenza SST è stata utilizzata per la particolarità della soluzione ottenuta e per capire se la situazione mostrata sia di origine fisica o, al contrario, causata da un problema numerico.

Piano 2M

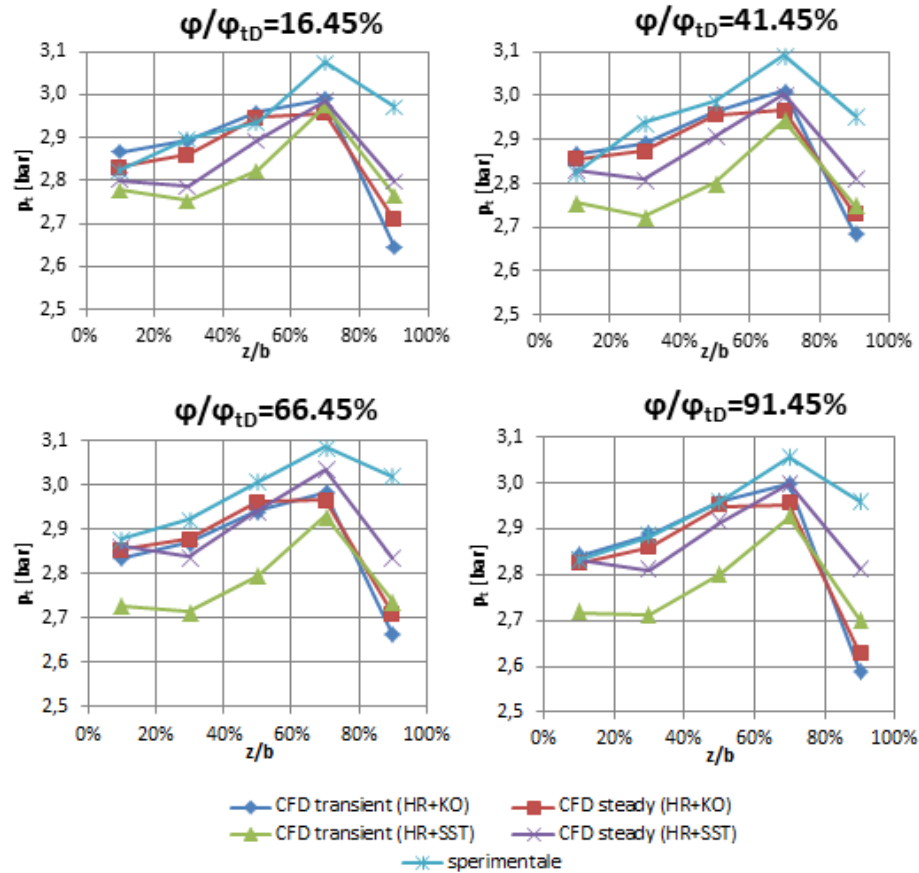


Fig. 5.24 – Pressione totale lungo z in differenti posizioni angolari del piano 2M

Come mostrato in Fig. 5.24, i valori mediati nel tempo del transitorio della pressione totale seguono piuttosto fedelmente i risultati dei modelli stazionari. Osservando Fig. 5.25 si può affermare la stessa cosa anche per pressione statica e numero di Mach, relativamente alla simulazione con modello di turbolenza K-Omega. Le due simulazioni con SST tendono invece a presentare maggiori discostamenti tra loro: a giudicare dalla distribuzione circonferenziale della pressione in prossimità della parete frontale, i risultati del transitorio (mediati nel tempo) sarebbero più vicini alle misure sperimentali.

Tralasciando per il momento le simulazioni con SST che sono influenzate dallo stallo, nel punto operativo P1 (Fig. 5.25) il campo a potenziale dello statore risulta avere un effetto leggermente diverso rispetto al funzionamento in M. Infatti, in conseguenza della minore velocità meridiana (conseguenza del diverso punto operativo), il flusso entrante nel diffusore risulta più tangenziale e quindi con incidenza maggiore sulla palettatura statorica: ciò comporta un maggiore effetto di bloccaggio sul lato in pressione del diffusore (verso $\phi/\phi_{tD}=1$) rispetto al punto operativo M e, al contrario, una diminuzione molto meno marcata della velocità sul lato in depressione (verso $\phi/\phi_{tD}=0$), che sembra anzi subire un'accelerazione locale (calcolo steady e calcolo transient forniscono risultati in leggero

disaccordo su questo punto). Questo effetto, qui visualizzato a $z/b=90\%$, si ripete analogo anche alle altre coordinate di z/b .

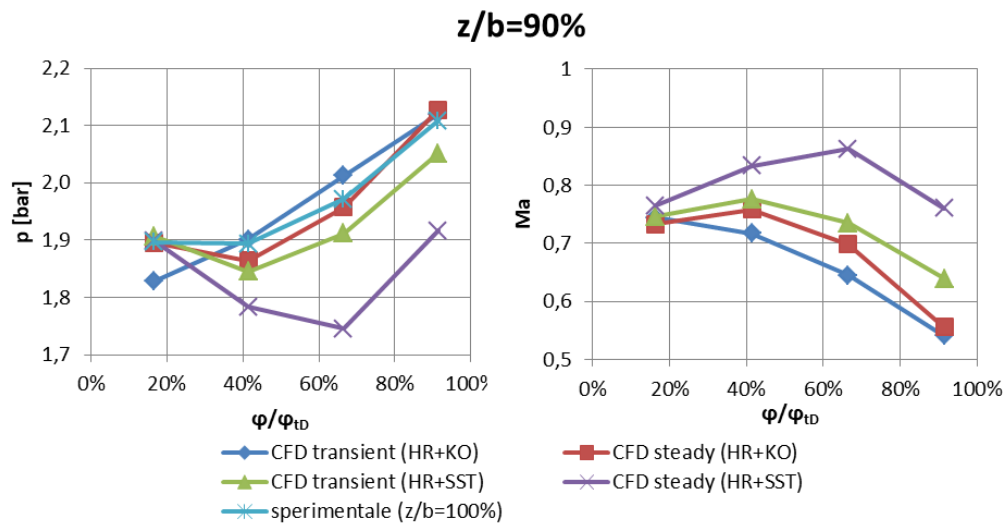


Fig. 5.25 – Distribuzione circonferenziale di pressione statica e numero di Mach nel piano $2M$, per $z/b = 90\%$ (per il numero di Mach non si hanno riscontri sperimentali)

Piano 7M

Per quanto riguarda le due simulazioni con modello di turbolenza K-Omega, i risultati time averaged del transitorio forniscono dati in linea con quelli dello stazionario con cui era stato inizializzato; questo è riscontrabile nelle distribuzioni circonferenziali di pressione totale, pressione statica e numero di Mach (vedi Fig. 5.26, dove si riportano le distribuzioni circonferenziali al 50% dello span).

Osservando invece le simulazioni con modello di turbolenza SST è facilmente riscontrabile come la media temporale del transient si discosti molto dai valori della simulazione steady; in particolare, il calcolo transitorio si avvicina notevolmente ai dati sperimentali, diventando in questo piano, e per questo canale monitorato, di gran lunga la simulazione che più si avvicina alla realtà fisica. Le misure fanno riferimento a un solo vano di diffusore e nel modello stazionario i risultati della simulazione HR+SST sono profondamente diversi tra i tre canali, per via dello stallo presente in una delle pale. Tale stallo è presente anche nel relativo calcolo transitorio e non si tratta di uno stallo rotante, ma bensì statico, peraltro nello stesso vano del calcolo stazionario e visivamente del tutto analogo a quello riportato in Fig. 5.19 (destra). Poiché sembra improbabile la presenza di uno stallo statico su una macchina rotante di questo genere, si può ipotizzare che lo stallo simulato non venga trasmesso alle altre pale per via della simulazione di un modello non completo della macchina, che impone al fenomeno una periodicità circonferenziale che non è quella caratteristica del fenomeno stesso. Per questi motivi, i risultati riportati in figura relativi alle simulazioni con SST non sono rappresentativi di tutti i canali. I risultati qui riportati non sono relativi al canale che presenta lo stallo (il terzo da sinistra in Fig. 5.19 (destra), ma ad uno degli altri due (in particolare il secondo da sinistra). La differenza tra i dati stazionari e quelli transitori mediati potrebbero derivare dall'ulteriore forzatura causata dal simulare un fenomeno fortemente instazionario con una simulazione stazionaria.

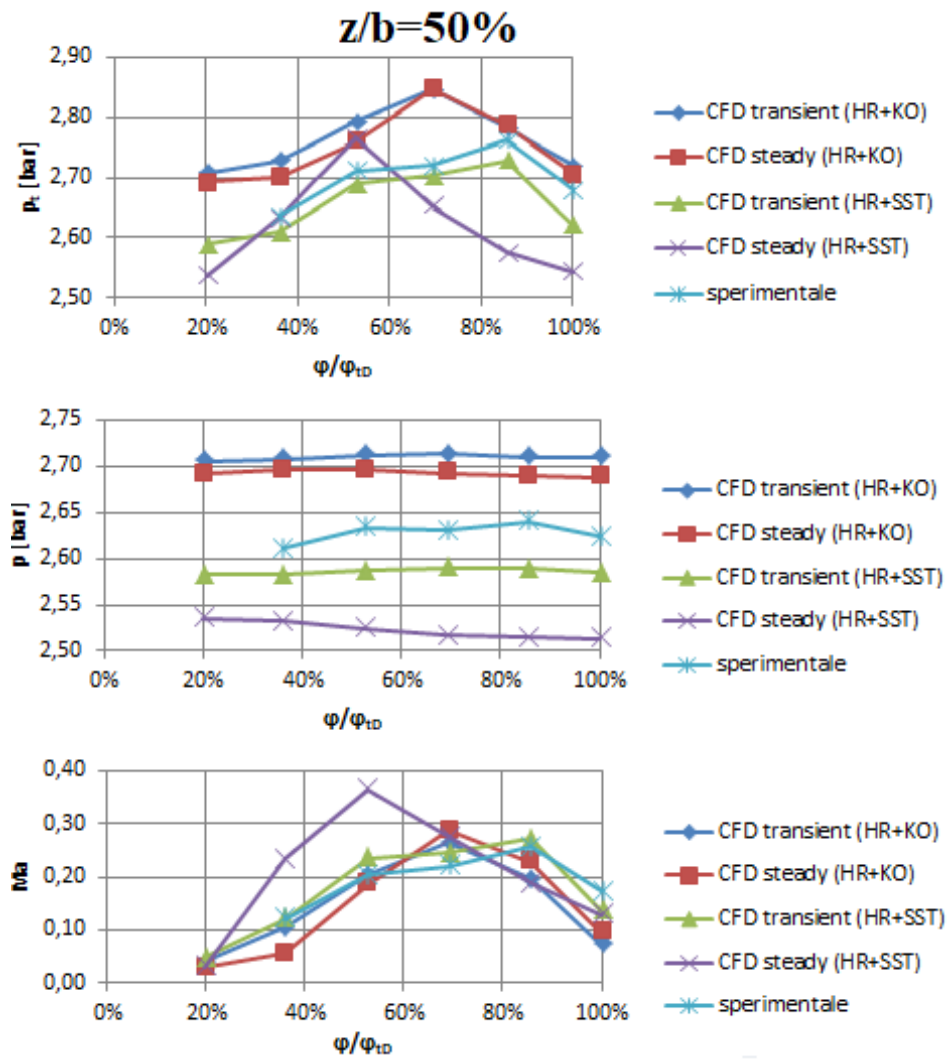


Fig. 5.26 – Distribuzione circonferenziale di pressione totale, pressione statica e numero di Mach nel piano 7M per $z/b = 50\%$

5.2.3. Analisi dei risultati nei punti di monitoraggio: analisi instazionaria

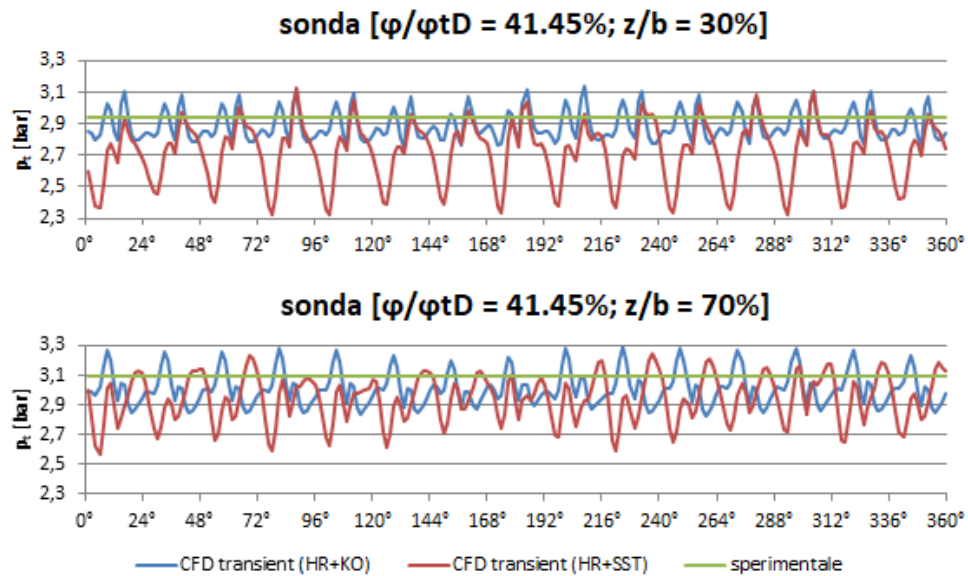


Fig. 5.27 – Transitorio della pressione totale nel punto $\varphi/\varphi_{tD} = 41.45\%$ del piano 2M a differenti distanze dalla parete posteriore

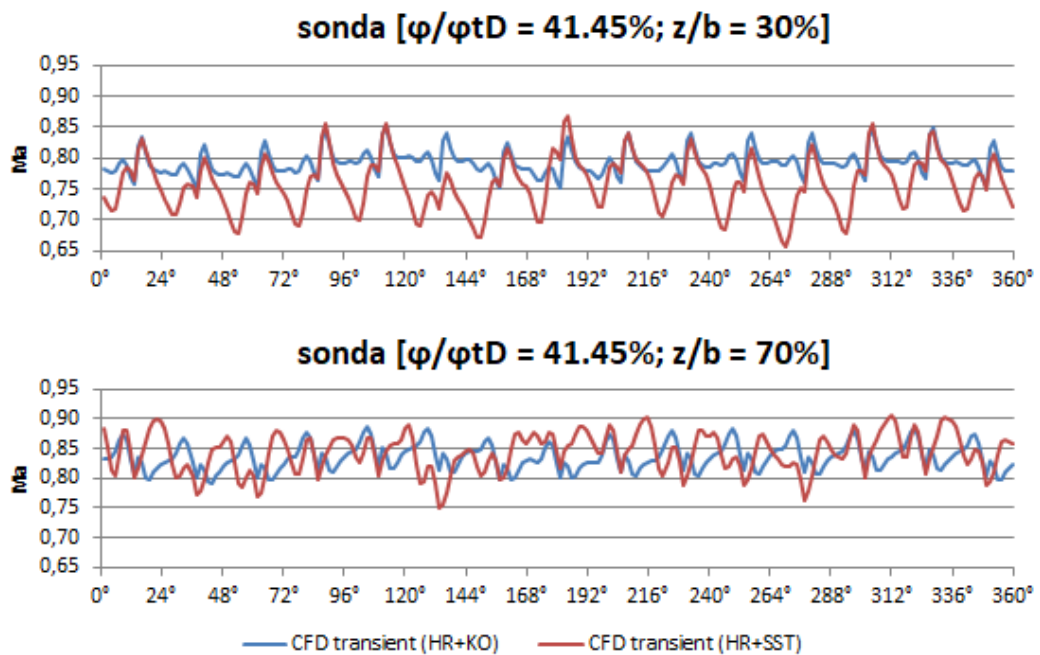


Fig. 5.28 – Transitorio del numero di Mach nel punto $\varphi/\varphi_{tD} = 41.45\%$ del piano 2M a differenti distanze dalla parete posteriore

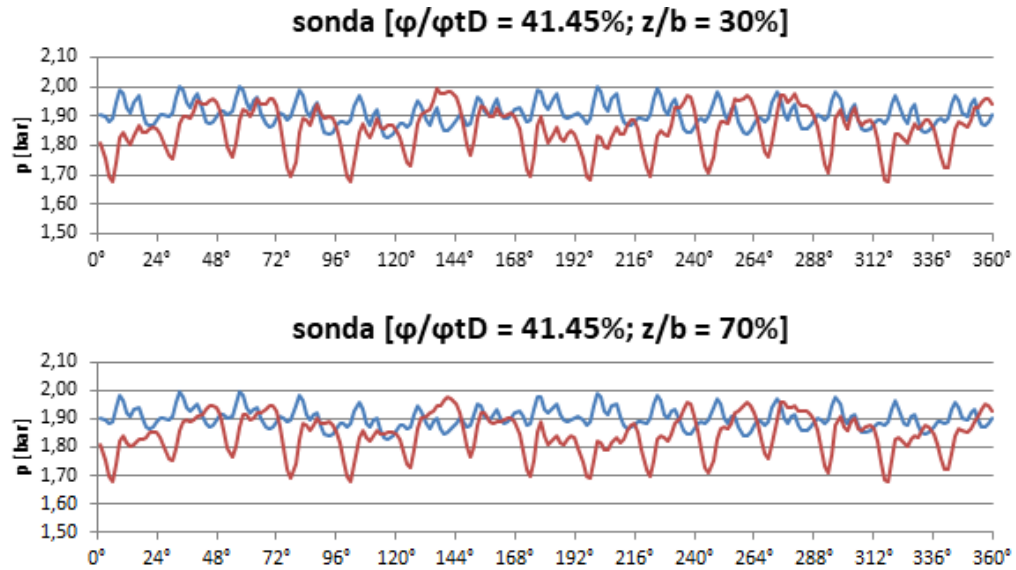


Fig. 5.29 – Transitorio della pressione nel punto $\phi/\phi_{tD} = 41.45\%$ del piano 2M a differenti distanze dalla parete posteriore

Le Fig 5.27, 5.28 e 5.29 mostrano come l'instazionarietà del flusso aumenti utilizzando il modello di turbolenza SST in luogo del $k-\omega$. Il punto investigato si trova approssimativamente al centro del vano statorico (o meglio, della sua proiezione sul piano 2M). Per quanto riguarda il numero di Mach questa differenza è notevole ad altezze inferiori ($z/b=30\%$) e tende a diminuire spostandosi verso la cassa ($z/b=70\%$); è possibile che nella zona vorticoso si abbia un forte miscelamento che tende a uniformare il flusso; infatti anche la periodicità causata dal passaggio delle pale è meno distinta in questa zona, mentre è immediatamente identificabile a $z/b=30\%$, dove i flussi secondari sono trascurabili. A conferma di ciò, si può notare come la pressione, che non è caratterizzata da fenomeni che la perturbano lungo z (infatti resta circa costante), non presenti questa dipendenza dall'altezza del punto di monitoraggio. Come già notato per il punto operativo M, la pressione e il numero di Mach presentano un'oscillazione a bassa frequenza, oltre a quella ad alta frequenza causata dal passaggio delle pale. Circa queste instazionarietà monitorate nel flusso, si vuole effettuare un confronto tra i due diversi punti operativi e tra le differenti impostazioni di calcolo (modelli di turbolenza). In Fig 5.30 si riporta l'oscillazione percentuale della pressione in $\phi/\phi_{tD}=41.45\%$ $z/b=50\%$, per tutte le simulazioni transitorie realizzate.

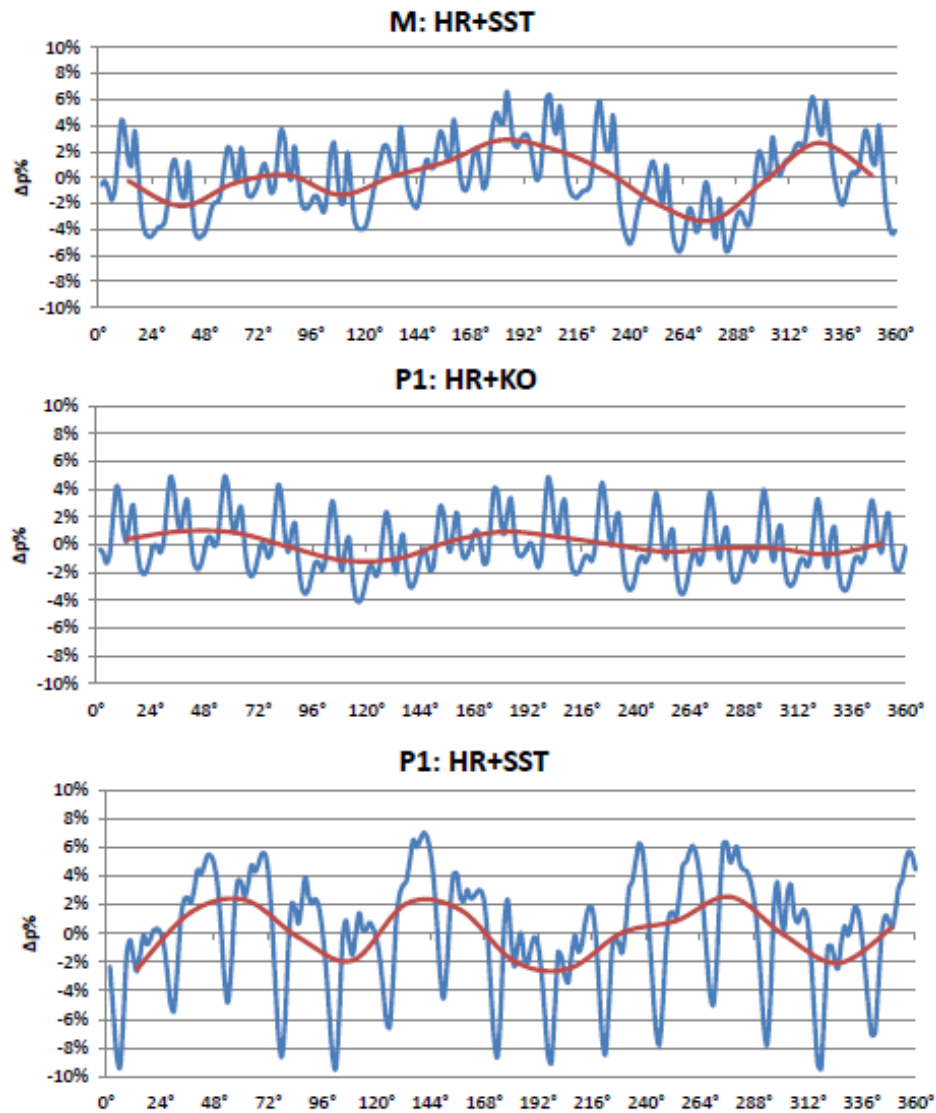


Fig. 5.30 – Oscillazioni percentuali della pressione nel punto $\phi/\phi_{tD}=41.45\%$ $z/b=50\%$ del piano 2M

I grafici di Fig. 5.30 mostrano chiaramente come le oscillazioni dipendano sia dal punto operativo che dal modello di turbolenza utilizzato. In generale la soluzione che presenta le maggiori instazionarietà è quella con SST nel punto operativo P1. Le oscillazioni ad alta frequenza sono simili nelle simulazioni M: HR+SST e P1: HR+KO, mentre aumentano decisamente per P1: HR+SST. Le oscillazioni a bassa frequenza hanno ampiezza poco superiore al 2% per i due calcoli con SST, ma risultano più che dimezzate se si considera il calcolo con KO. La frequenza dell'oscillazione a bassa frequenza è circa tripla rispetto a quella di rotazione della macchina. Negli altri punti di monitoraggio del piano 2M si trovano situazioni qualitativamente analoghe.

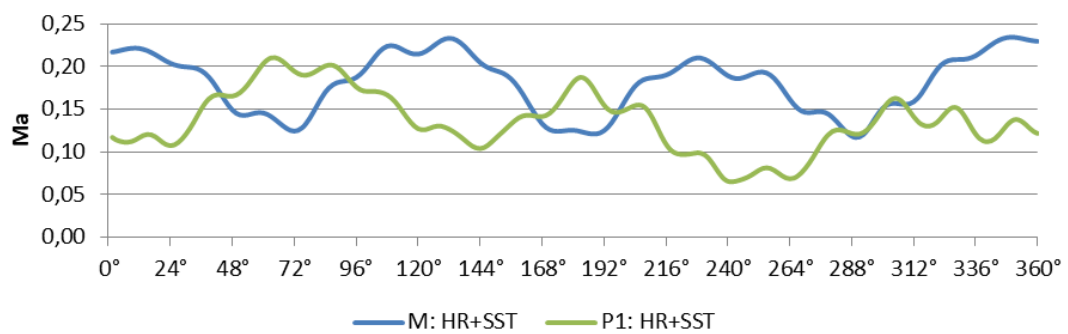


Fig. 5.31 – Numero di Mach nel punto $\phi/\phi_{ID}=100.1\%$ $z/b=50\%$ del piano 7M

In Fig. 5.31 viene mostrato il transitorio del numero di Mach in un punto del piano 7M che si trova in prossimità di una scia; in questa figura si è voluto confrontare i due transitori con SST: è subito evidente come la frequenza con cui si alternano flusso indisturbato e scia (numero di Mach circa dimezzato) sia simile tra i due diversi punti di funzionamento, ed analoga a quella prima investigata nel piano 2M.

Le oscillazioni a bassa frequenza nel piano 2M sono ragionevolmente causate da disturbi provenienti da valle, e quindi dalle fluttuazioni delle scie. È probabile che una motivazione sia da ricercare nella maggiore propensione del modello di turbolenza SST a generare una scia più profonda, che va quindi ad occupare buona parte della superficie di uscita del modello, dove è imposta la portata; questa scia oscillando crea quindi disturbi più evidenti all'interfaccia rotore-statore. Un'altra possibile spiegazione può essere la maggiore capacità del modello di turbolenza SST di “trasportare” le informazioni, in questo caso verso monte, che quindi influenzano il piano 2M in maniera più evidente di quanto fatto dal $k-\omega$ standard.

5.2.4. Configurazione del flusso all'interfaccia girante-diffusore

In primo luogo si vuole effettuare una breve analisi del flusso proveniente dalla girante, analogamente a quanto fatto per il punto operativo M. A tal riguardo si riportano quindi la distribuzione della velocità meridiana, Fig. 5.32 e dell'energia cinetica turbolenta, Fig. 5.33, all'interno della girante.

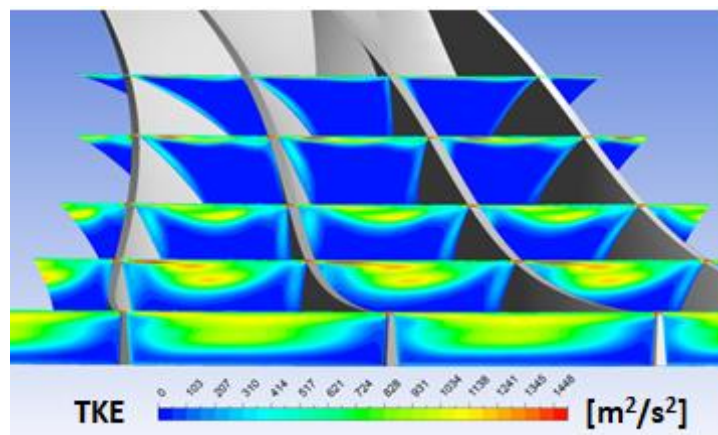


Fig. 5.32 – Energia cinetica turbolenta nella girante; simulazione steady HR+KO

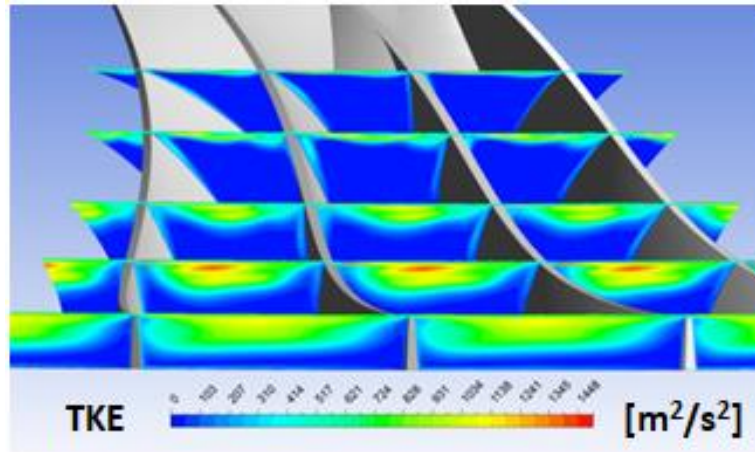


Fig. 5.33 – Energia cinetica turbolenta nella girante; simulazione steady HR+SST

Le due simulazioni generano costruzioni vorticose nella girante molto simili e, in generale, del tutto analoghe a quelle studiate relativamente al funzionamento stabile; nel punto operativo P1 la zona di wake occupa una porzione di canale ancora maggiore. Anche se non vengono riportate per brevità le rispettive figure, anche il flusso relativo presenta una conformazione a jet-wake analoga a quanto visto per il punto operativo M. Si riporta unicamente l'effetto sul flusso assoluto all'interfaccia girante-diffusore.

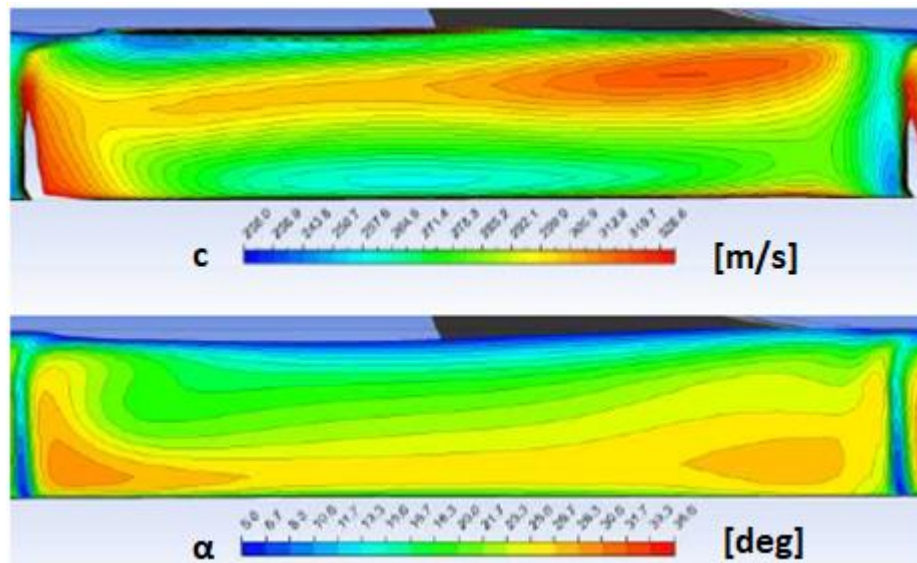


Fig. 5.34 – Velocità assoluta e angolo assoluto nella proiezione del vano rotorico sul piano 2'. Simulazione steady HR+KO. SS a sinistra e PS a destra

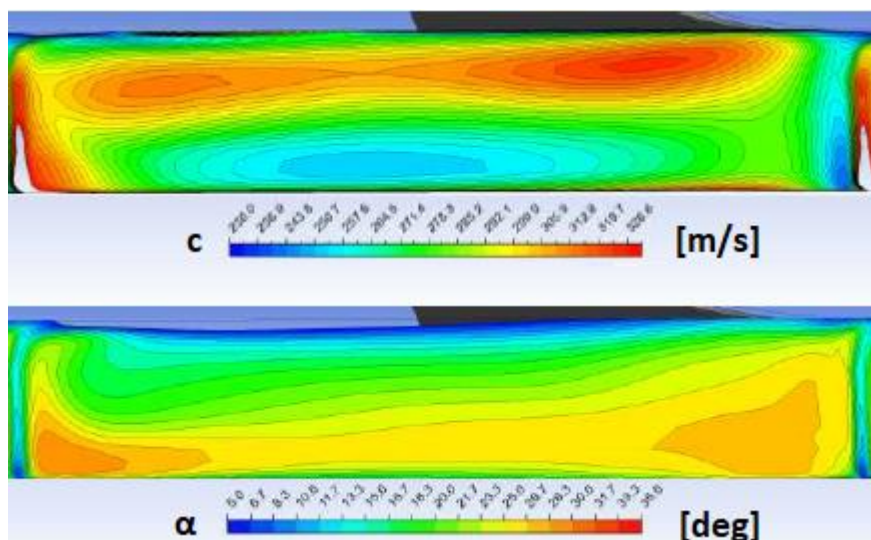


Fig. 5.35 – Velocità assoluta e angolo assoluto nella proiezione del vano rotorico sul piano 2'. Simulazione steady HR+SST. SS a sinistra e PS a destra

Le due simulazioni, aventi stesso schema di calcolo ma diverso modello di turbolenza, presentano entrambe una configurazione (conseguenza del jet-wake nel referenziale relativo) simile a quella vista nel funzionamento stabile; tuttavia le conseguenze del jet-wake sembrano più marcate nel caso di utilizzo di SST, dove si hanno differenze più marcate tra la zona a bassa velocità del mozzo e quella ad alta velocità della cassa. Non si notano invece differenze rimarcabili per quanto riguarda l'angolo assoluto, che appare in entrambe le simulazioni con una distribuzione sostanzialmente identica a quella calcolata per il punto operativo M.

Fig. 5.36 e Fig. 5.37 riportano rispettivamente le distribuzioni istantanee sul piano 2M di velocità assoluta ed incidenza al diffusore (calcolata rispetto alla linea di mezzeria del cuneo), in quattro posizioni relative rotore-statore; le immagini sono visualizzate “lato diffusore”, per cui il rotore scorre da destra verso sinistra; ogni immagine di sinistra rappresenta il risultato della simulazione HR+KO e ogni immagine di destra il risultato della sperimentazione di Ziegler. Fig. 5.38 e 5.39 riportano le medesime situazioni, ma relative alla simulazione HR+SST.

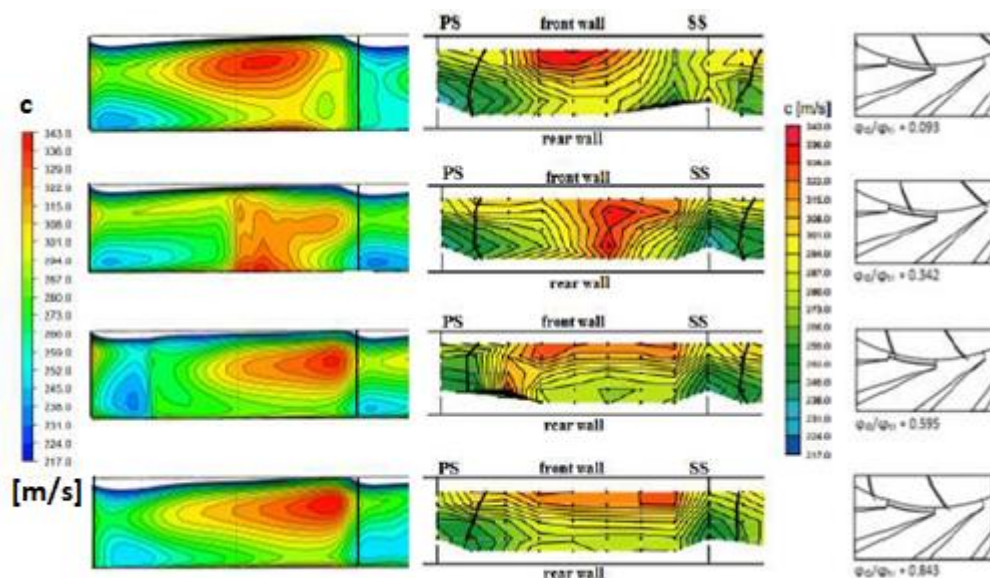


Fig. 5.36 – Analisi instazionaria della velocità assoluta in 2M. Risultati della simulazione transitoria HR+KO (a sinistra) e risultati sperimentali (a destra). PS=Pressure Side del diffusore, SS=Suction Side del diffusore

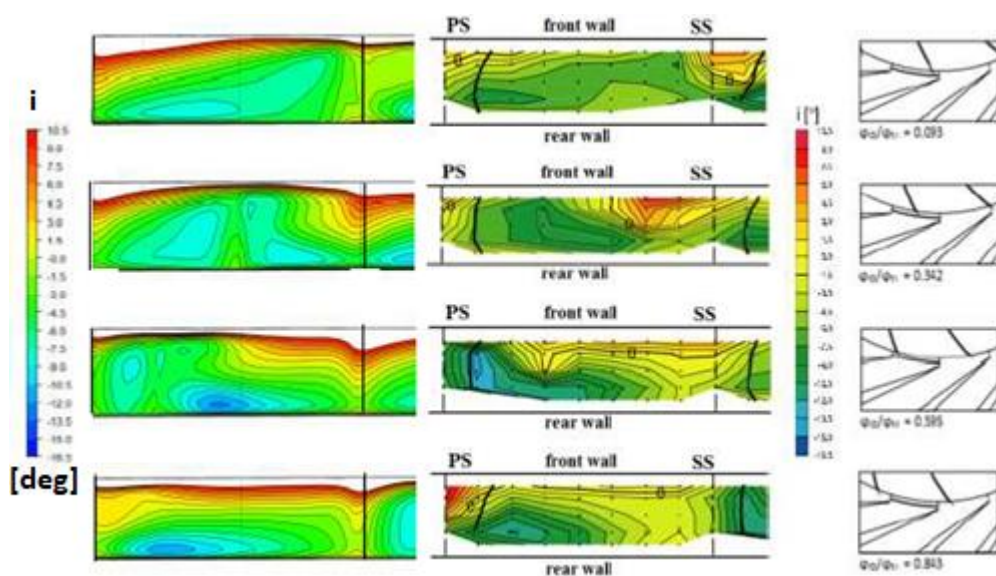


Fig. 5.37 – Analisi instazionaria dell'incidenza al diffusore in 2M. Risultati della simulazione transitoria HR+KO (a sinistra) e risultati sperimentali (a destra)

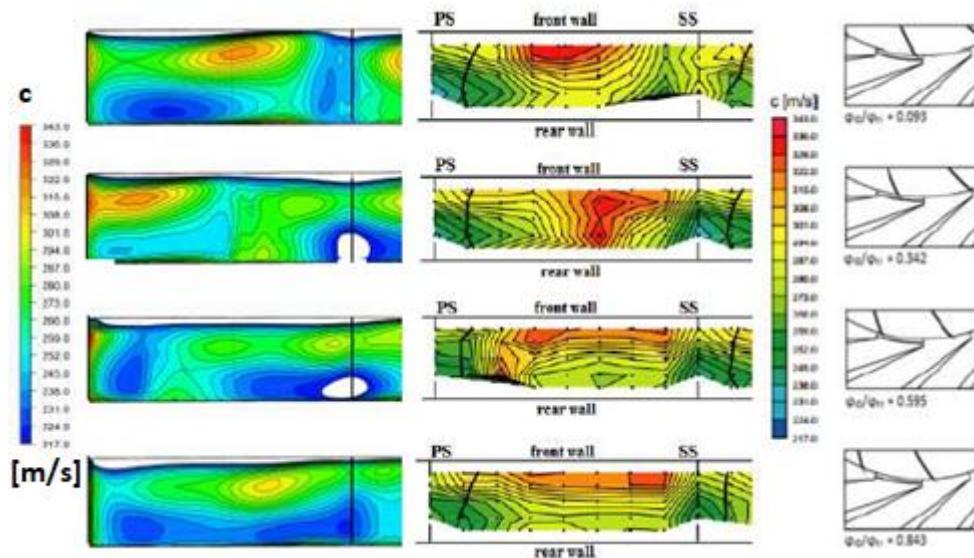


Fig. 5.38 – Analisi instazionaria della velocità assoluta in 2M. Risultati della simulazione transitoria HR+SST (a sinistra) e risultati sperimentali (a destra)

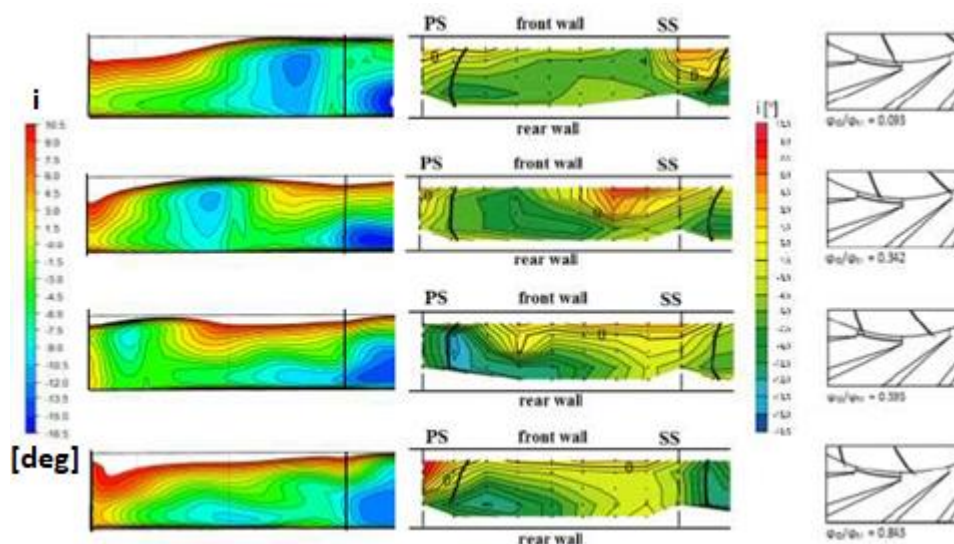


Fig. 5.39 – Analisi instazionaria dell'incidenza al diffusore in 2M. Risultati della simulazione transitoria HR+SST (a sinistra) e risultati sperimentali (a destra)

Guardando ai risultati della simulazione con modello di turbolenza $k-\omega$, in generale si può affermare che i risultati numerici sono in buon accordo con i dati sperimentali, sia in termini di strutture di flusso che di valori quantitativi, seppur alcune costruzioni fluide appaiano leggermente differenti nel posizionamento o nella forma.

Passando invece ai risultati della simulazione con SST, bisogna innanzitutto considerare le ripercussioni dello stallo sul flusso in 2M: poiché una grossa porzione del canale è occupata dallo stallo, ne consegue che una buona parte della portata che sarebbe circolata in assenza di stallo non fluisce più qui, ma si redistribuisce sugli altri canali. Questo causa un abbassamento drastico della velocità meridiana in questo canale: l'effetto finale è quello

di avere in 2M una forte riduzione della velocità assoluta e, in conseguenza dei triangoli di velocità, un flusso più tangenziale; guardando alle Fig. 5.38 e 5.39, il primo effetto ha un'evidenza maggiore rispetto al secondo. Per questi motivi i valori numerici presentano errori importanti rispetto alle immagini frutto delle misure, soprattutto in relazione alla velocità assoluta. Guardando però alle strutture di flusso (ad esempio zone a bassa/alta velocità), si possono notare molte analogie sia con i risultati sperimentali che con la simulazione HR+KO; in particolare, confrontando Fig. 5.36 e Fig. 5.38, si può affermare che esse presentano distribuzioni di velocità simili, ma con un differenza di base di circa 30-50 m/s.

Nelle figure precedenti (in riferimento a Fig. 5.36 e Fig. 5.37 che non sono influenzate dallo stallo) sono apprezzabili alcuni degli effetti precedentemente visti in maniera isolata, che ora interagiscono dando luogo a un complesso campo fluido:

- Il fluido presenta mediamente maggiore velocità in prossimità della parete frontale, in conseguenza della forte disuniformità del flusso proveniente dalla girante (configurazione a jet-wake) che causa, nel referenziale assoluto, una zona ad alta velocità avente massimo a circa $z/b=70\%$ (come visto in Fig. 5.21 mediante l'analisi dei punti di monitoraggio ed in Fig. 5.35 dopo aver studiato le strutture vorticose nella girante).
- L'incidenza è positiva quasi esclusivamente in prossimità della parete frontale, ovvero dove si ha la zona di wake nel flusso relativo, che infatti crea una zona di flusso molto tangenziale nel referenziale assoluto; si può notare una zona più spessa a incidenza positiva spostarsi progressivamente verso sinistra: è il centro della zona di wake che si muove solidamente con il canale rotorico. D'altra parte l'incidenza è minore verso la parete posteriore dove, nel referenziale relativo, si ha la presenza del jet, che nel sistema assoluto genera un flusso più radiale.
- In relazione alle distribuzioni istantanee dell'incidenza, è possibile notare la presenza di due zone piuttosto distinte: una a incidenza molto negativa in prossimità della parete posteriore e decentrata verso il lato in pressione dello statore, un'altra a incidenza molto positiva vicina alla parete frontale e circa centrata sulla proiezione della pala di diffusore. Circa la disposizione in direzione z la spiegazione è data dal punto precedente. L'effetto circonferenziale è invece da ricercare nel campo a potenziale della palettatura statorica, che genera una deflessione del flusso verso incidenze negative sul lato in pressione e verso incidenze positive sul lato in depressione. Il fatto che la zona ad incidenza positiva sia spesso centrata sulla proiezione della pala (e non nettamente spostata verso il lato in depressione) è conseguenza del fatto che quelle in figura sono proiezioni radiali delle pale, mentre il flusso è invece molto tangenziale; ciò fa sì che in realtà l'influenza dello statore sul piano 2M sia leggermente sfasato rispetto alle sue proiezioni radiali.
- La velocità è massima vicino al lato in depressione dello statore e decresce spostandosi verso il lato in pressione; anche questo effetto è stato già introdotto precedentemente, in Fig. 5.22. Per quanto detto nel punto precedente, il flusso sul lato in depressione tende a seguire una traiettoria più lunga per congiungersi alla parete della pala, generando un'accelerazione locale.

Questi effetti concorrono nel generare una zona di massima velocità in prossimità della parete frontale e mediamente decentrata verso il lato in depressione, e una zona a velocità minima nell'angolo tra parete posteriore e lato in pressione. La zona di massimo viene

continuamente distorta dal passaggio di un getto ad alta velocità proveniente dalla girante e posto tra cassa e lato in pressione del rotore (Fig. 5.34). Questa zona tende infatti ad essere più marcata all'istante corrispondente a $\phi_{ID}/\phi_{ID} = 0.093$, dove il getto proveniente dal rotore e quello generato nel diffusore tendono a sommarsi.

I risultati della sperimentazione di Ziegler fornivano un maggior carico del lato in pressione del diffusore per alti radial gap. Il fatto di avere un lato in pressione più scarico, per bassi radial gap, permette allo stesso di soffrire in misura minore di temporanee separazioni, garantendo un maggiore recupero di pressione. Ziegler motiva questa situazione con la maggiore tendenza, a bassi radial gap, della zona vorticoso uscente dalla girante ad interagire con il diffusore; in particolare questo flusso andrebbe ad energizzare lo strato limite del lato in pressione dello statore, limitando la separazione e garantendo, quindi, un miglior recupero di pressione.

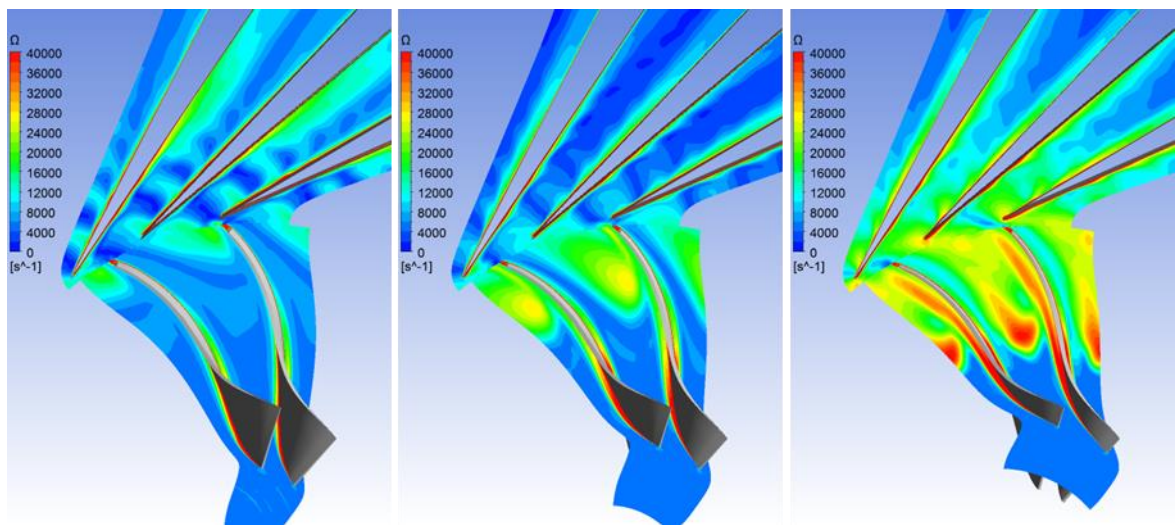


Fig. 5.40 – Vorticità per $z/b=0.25$, $z/b=0.50$, $z/b=0.75$ (da sinistra)

Questo effetto è facilmente visibile in Fig. 5.40, che riporta lo vorticità del flusso a diversi span. Per quanto spiegato in questo sotto-paragrafo, la vorticità nella girante tende ad aumentare spostandosi verso la cassa. La vicinanza del rotore con lo statore fa sì che, durante la rotazione della macchina, il vortice della girante venga periodicamente “tagliato” dalle pale del diffusore, andando di fatto a distribuirsi sul lato in pressione delle stesse ed energizzandone lo strato limite, che sarà quindi meno propenso a separarsi (Ziegler et al, 2003).

6. Sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità in compressori centrifughi con diffusore palettato

6.1 Introduzione

I limiti di portata massica superiore e inferiore nel campo operativo per un compressore centrifugo sono rispettivamente il choking e il surge. La condizione di choking può essere facilmente predetta anche da metodi 1D semplificati durante la fase di progettazione. Al contrario, il limite di surge è molto più difficile da identificare e prevedere durante la progettazione del compressore. Durante il surge, il compressore è soggetto a forti oscillazioni del flusso e fluttuazioni di pressione che dipendono dai volumi a valle e che possono causare gravi danni al sistema. Le condizioni di surge devono essere evitate durante il funzionamento del compressore; un compressore con un ampio margine di surge al giorno d'oggi, oltre ad essere una sfida, è molto apprezzato. Riducendo la portata massica, a una determinata velocità di rotazione, viene raggiunto un limite di stabilità dove inizia di solito lo stallo rotante nella girante. Oltre questo limite si sviluppa il ciclo di surge. I compressori centrifughi di solito operano in una vasta gamma di condizioni e ciò è particolarmente vero per i turbocompressori nelle applicazioni automobilistiche. In questo caso, si raccomanda vivamente di rilevare e controllare la linea di surge durante la progettazione del compressore radiale. Una grande quantità di attività di ricerca sono state dedicate all'instabilità dei compressori per comprendere i meccanismi di flusso che generano e innescano il processo. Jansen (1964), Abdelhamid (1983), Fringe e Van Den Braembussche (1984) hanno studiato lo stallo rotante con analisi sperimentali. Sono state discusse condizioni simili di stallo rotante nei diffusori palettati da Everitt e Spakovszky (2013), Krain (1981) e da Liu et al (2010); essi di solito si sviluppano a causa dell'incidenza troppo elevata del flusso al bordo di attacco della pala del diffusore, per basse portate. Nel lavoro di Fink et al (1992) sono state descritti nel dettaglio i meccanismi di stallo incipienti nella girante. Jeon et al (2016) hanno discusso l'effetto del matching della voluta come possibile causa di instabilità attraverso un approccio numerico. Yamada et al (2017) hanno descritto gli effetti sulla stabilità delle celle di stallo e il ritorno di flusso nei diffusori non palettati.

Il limite di stallo può essere predetto con modelli numerici semplificati se si considerano le interazioni tra componenti e sub-componenti. Nei diffusori palettati, verificheremo come il semi-vaneless space ha un ruolo cruciale ed è accoppiato al channel diffuser attraverso il bloccaggio dovuto allo strato limite (Reneau et al, 1967), (Kenny, 1972).

Greitzer (1981) ha identificato il limite di stabilità dinamica dello stadio con il picco nella curva delle prestazioni (pressione totale rispetto al flusso di massa); il criterio di cui sopra è stato esteso ai componenti e sotto-componenti dello stadio da Japikse (1984). Invece un valore critico dell'angolo di flusso all'ingresso del diffusore non palettato è stato definito e suggerito come criterio per il predire il limite di stabilità da Senoo e Kinoshita (1977) e approfondito da Clarke et al (2016).

Oggi la CFD può essere integrata efficientemente in piattaforme di progettazione e automatizzata per sviluppare strategie di ottimizzazione del design. È inoltre possibile

eseguire analisi complete ed instazionarie per comprendere l'accoppiamento tra tutti i componenti in prossimità del surge o persino simulare un ciclo di surge completo.

In questo e il successivo capitolo, verranno proposti e sviluppati criteri di previsione del limite di surge utilizzando modelli CFD semplici, ossia che non prevedono l'utilizzo di modelli completi ed eccessivamente onerosi. Tali criteri infatti si prefiggono di predire con buona precisione la portata di surge, informazione preziosa in un ambito di progetto preliminare della macchina. In questo capitolo, in particolare verranno presi in considerazione compressori centrifughi con diffusori palettati. Invece nel Capitolo 7 verranno presi in rassegna i criteri relativi ai compressori centrifughi con diffusori non palettati.

In questo capitolo i grafici vengono mostrati in forma corretta oppure non vengono mostrati i valori numerici sugli assi poiché le analisi sono effettuate su compressori coperti dal segreto industriale e da un diritto di riservatezza.

6.2 Lo stability parameter

Il modello CFD utilizzato è il “Simple model” di cui si è già ampiamente parlato nel Capitolo 3. La scelta è ricaduta su tale modello in quanto fornisce risultati attendibili spendendo poche risorse computazionali. Come condizioni al contorno all'uscita si impone la portata in quanto le condizioni operative analizzate dei compressori sono lontane dal choking, dovendo studiare piuttosto le condizioni in prossimità del surge. Per tutte le altre condizioni al contorno si veda il paragrafo 3.3.

Come discusso da Cumpsty (1989), seguendo l'originale lavoro di Dean (1974), può essere definito lo Stability parameter (SP) per la curva del compressore, come il rapporto di pressione statica rispetto alla portata di massa, come in (6.1). Tale criterio si basa sulla pendenza della curva delle performance del compressore ed in particolare individua il limite di stabilità quando il segno dello SP passa da negativo a positivo:

$$SP = \frac{1}{\beta} \frac{\partial \beta_{st}}{\partial m} \quad (6.1)$$

Lo stesso criterio può essere usato per ogni singolo componente (o sotto-componente) dello stadio. Dunque una campagna di simulazione è stata eseguita utilizzando l'approccio CFD sopradescritto, riducendo la portata (per una determinata velocità di rotazione) fino a quando non viene rilevata instabilità numerica dal calcolo. L'esperienza acquisita usando il “Simple model” è che le suddette instabilità numeriche si presentano ad un valore di portata inferiore a quello del limite di stabilità sperimentale (spesso con un ampio margine). Questo aspetto tuttavia è particolarmente utile perché consente l'utilizzo dello SP per rilevare la reale portata limite. In particolare la portata di surge si ottiene quando $SP = 0$.

6.3 Applicazione

Sono stati studiati tre compressori centrifughi e sono stati utilizzati i dati sperimentali disponibili (mappe delle prestazioni) per convalidare l'approccio attuale. Le caratteristiche dello stadio principale sono riportate in Tab. 6.1. Come già descritto nel Capitolo 4, le pale dell'impeller di questi tre compressori sono backswept con un angolo di uscita di metallo

di circa 30°. Tra di essi la principale distinzione riguarda il tipo di pale del diffusore: C1 e C2 hanno un wedged diffuser, mentre C3 ha le pale curve. Inoltre, se C2 e C3 sono compressori di applicazione automotive per la sovralimentazione, C1 ha dimensioni più grandi, essendo usato per applicazioni industriali.

Tab. 6.1 – Dataset di compressori con diffusore palettato

<i>Caso</i>	<i>Impeller</i>	<i>Diffusore</i>	<i>Applicazione</i>
C1	backsweep 30°	wedged	industriale
C2	backsweep 30°	wedged	turbo-sovralimentazione
C3	backsweep 30°	curved blades	turbo-sovralimentazione

La procedura CFD descritta nel paragrafo precedente è stata applicata alle configurazioni di cui sopra, per tre velocità di rotazione per ciascun compressore. Nelle Fig. 6.1, 6.2 e 6.3 le surge line predette con il metodo numerico sovraesperto, vengono confrontate con quelle sperimentali. Si ricorda come l'obiettivo della metodologia proposta è di prevedere il valore limite della portata massica nella surge line, invece il rapporto di pressione non può essere predetto con precisione dal Simple model, a causa dell'assenza della voluta, ma questo esula dagli obiettivi di tale lavoro. Nelle figure viene riportato l'errore percentuale nella portata di surge predetta attraverso istogrammi; i valori numerici di tali errori sono invece dettagliati in Tab. 6.2. La precisione ottenuta con questo metodo è dunque molto buona, rilevando un errore massimo del 10% che non è molto rilevante, tenendo conto dei piccoli valori effettivi della portata massica nell'applicazione specifica di turbocompressori automotive.

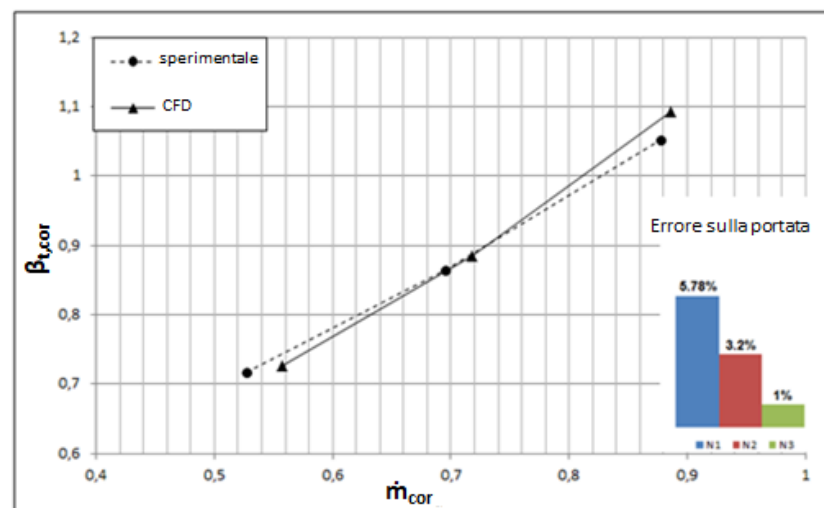


Fig. 6.1 – Confronto della surge line predetta rispetto a quella sperimentale, compressore C1

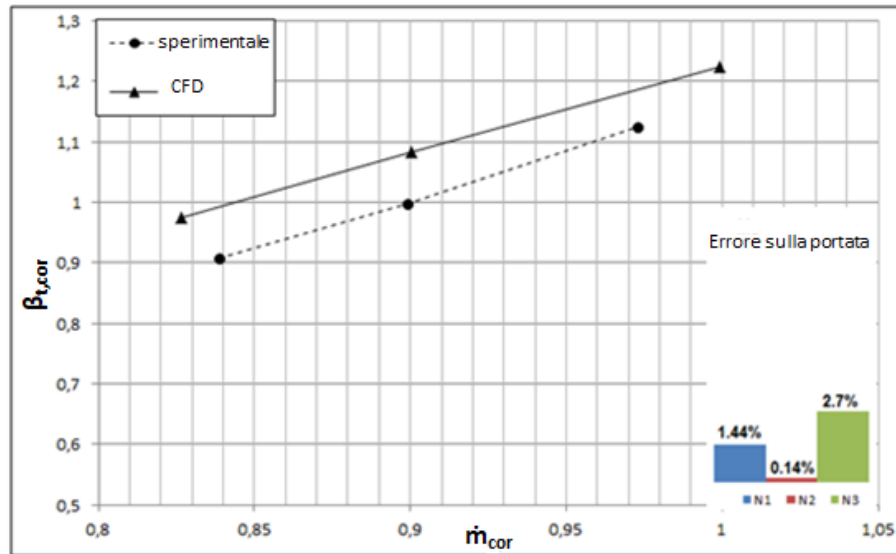


Fig. 6.2 – Confronto della surge line predetta rispetto a quella sperimentale, compressore C2

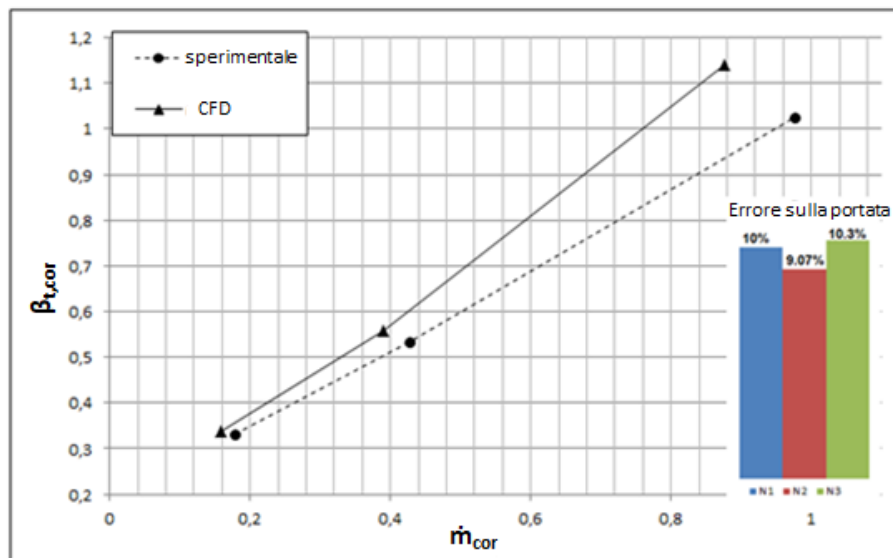


Fig. 6.3 – Confronto della surge line predetta rispetto a quella sperimentale, compressore C3

Tab. 6.2 – Errori percentuali sulla portata di surge predetta

C1	N_{cor}	0,75	0,875	1,0
	Errore [%]	5,78	3,20	1,0
C2	N_{cor}	0,94	0,98	1,03
	Errore [%]	1,44	0,14	2,70

C3	N_{cor}	0,38	0,67	1,0
	Errore [%]	10,0	9,07	10,3

Si può notare che la precisione è sempre molto alta per C1 e C2, dove è presente un wedged diffuser, mentre il C3 con diffusore a pale curve mostra un errore di circa il 10%. Ulteriori approfondimenti sui singoli componenti saranno discussi nei seguenti paragrafi. Le surge line sono state mediate mediante le distribuzioni dello SP, che vengono riportate in Fig. 6.4, 6.5 e 6.6 rispettivamente per C1, C2 e C3.

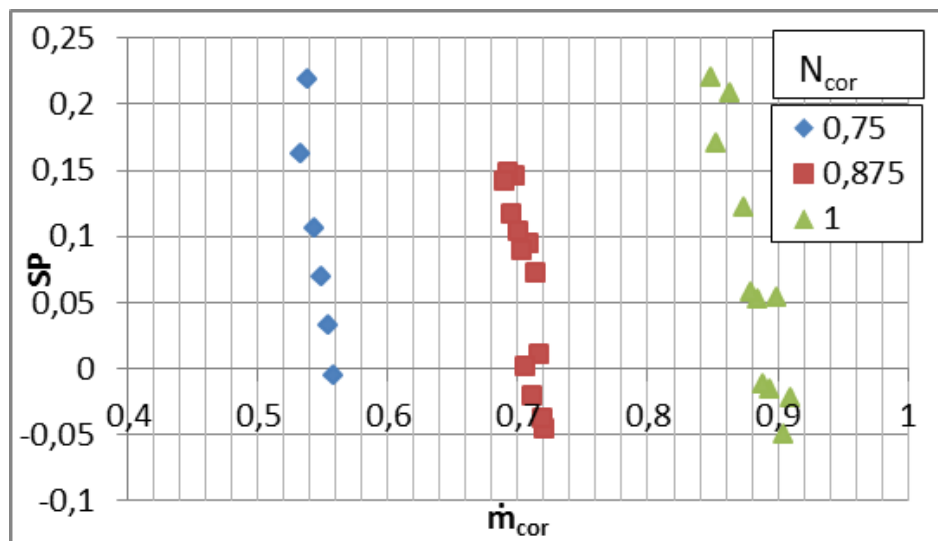


Fig. 6.4 – Distribuzione dello stability parameter, compressore C1

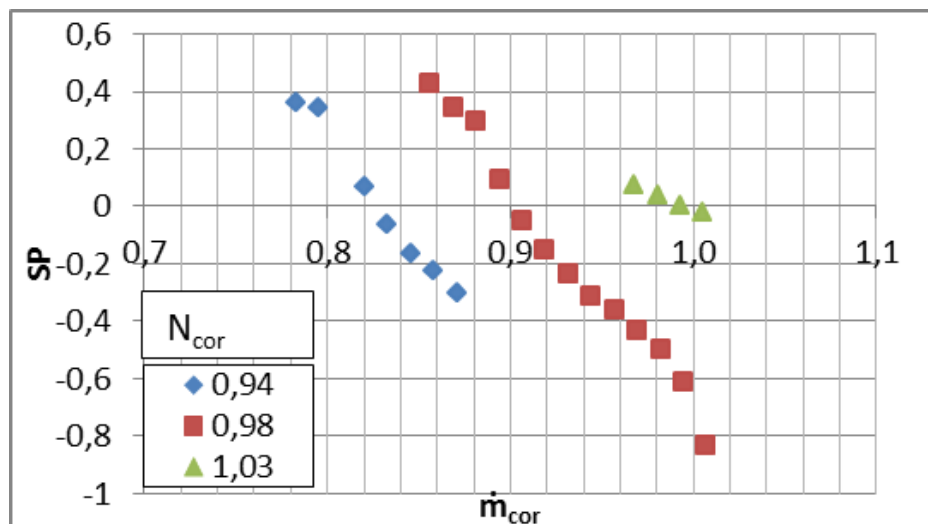


Fig. 6.5 – Distribuzione dello stability parameter, compressore C2

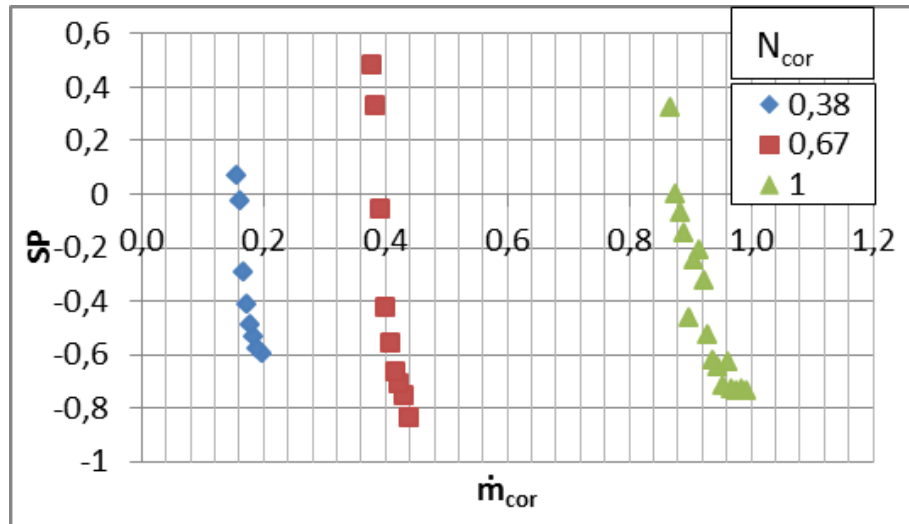


Fig. 6.6 – Distribuzione dello stability parameter, compressore C3

Si ricorda come le simulazioni siano state eseguite abbassando la portata di funzionamento da ogni soluzione stabile precedente. Si può osservare che il modello CFD non sarebbe in grado di prevedere da solo il limite di instabilità, poiché le instabilità numeriche si verificano per portate più basse di quelle sperimentali.

Tuttavia questo comportamento diventa utile per avere una curva estesa dello SP così da individuare con precisione dove $SP = 0$. Tutte le distribuzioni dello SP hanno un comportamento monotono nell'intervallo considerato della portata e la condizione $SP = 0$ può essere facilmente ottenuta. Per ciascuna velocità di rotazione, viene utilizzata una variazione costante della portata in ogni compressore, così da facilitare la discretizzazione della equazione (6.1). Per ogni iso-velocità le simulazioni vengono arrestate per la portata di funzionamento, in cui ampie oscillazioni nella simulazione numerica causano l'instabilità dello schema iterativo.

Con un post-processing dei risultati numerici è possibile ottenere la distribuzione dello SP anche per ogni componente dello stadio, così da comprendere il singolo effetto sulla stabilità dello stadio. L'attenzione è stata focalizzata in particolare sul diffusore e, facendo riferimento a Fig. 6.7, sono state identificati i seguenti sotto-componenti, su cui è stato applicato lo SP:

- vaneless space (VS): dalla sezione 0 (ingresso diffusore) alla sezione 1 (leading edge diffusore)
- semi-vaneless space (SVS): dalla sezione 1 alla sezione di gola TH
- channel diffuser (CD): dalla sezione TH alla sezione 2 (trailing edge del diffusore)

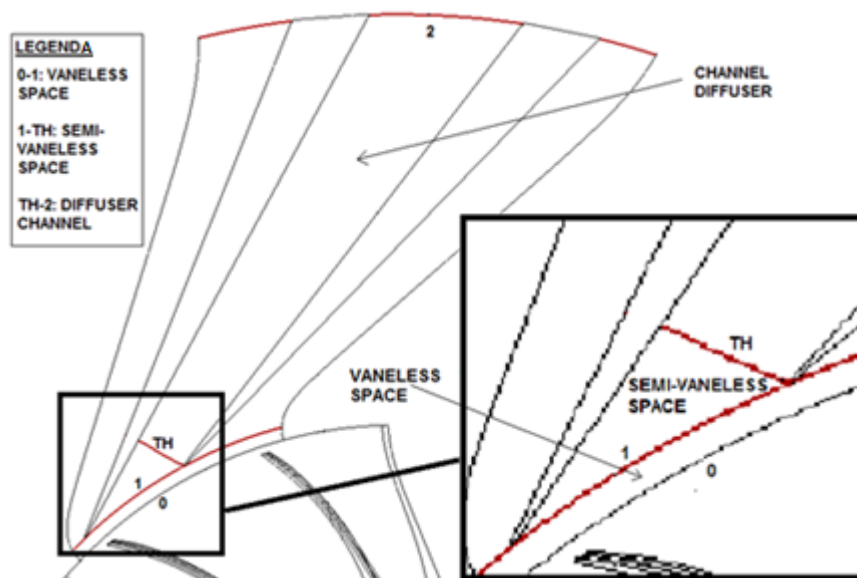


Fig. 6.7 – Sotto-componenti e sezioni di riferimento

La distribuzione dello SP per ciascuno dei sotto-componenti può essere tracciato rispetto alla portata. In Fig. 6.8 vengono mostrate le distribuzioni locali dello SP delle singole parti, per il compressore C2 (wedged diffuser), alla velocità normalizzata $N = 0,98$.

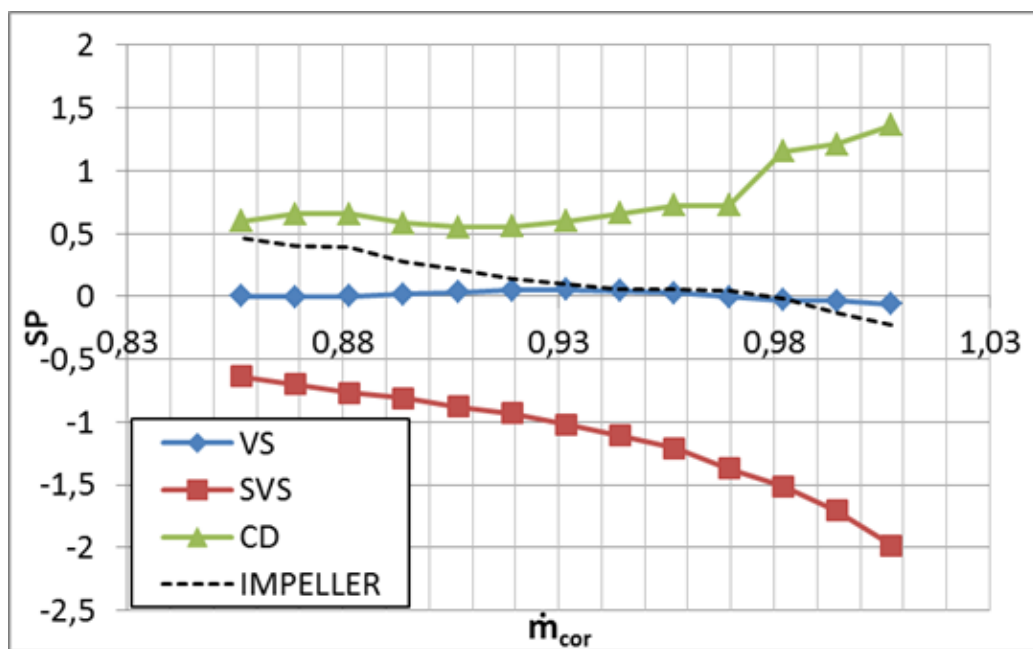


Fig. 6.8 – Distribuzioni locali dello SP per il compressore C2 a $N_{cor}=0.98$

In Fig. 6.9 vengono mostrate le variazioni dello SP per il compressore C3 (pale curve) alla velocità normalizzata $N = 0,67$. Queste curve evidenziano rispettivamente il comportamento rilevato nel caso di diffusore a cuneo o diffusore di pale curve.

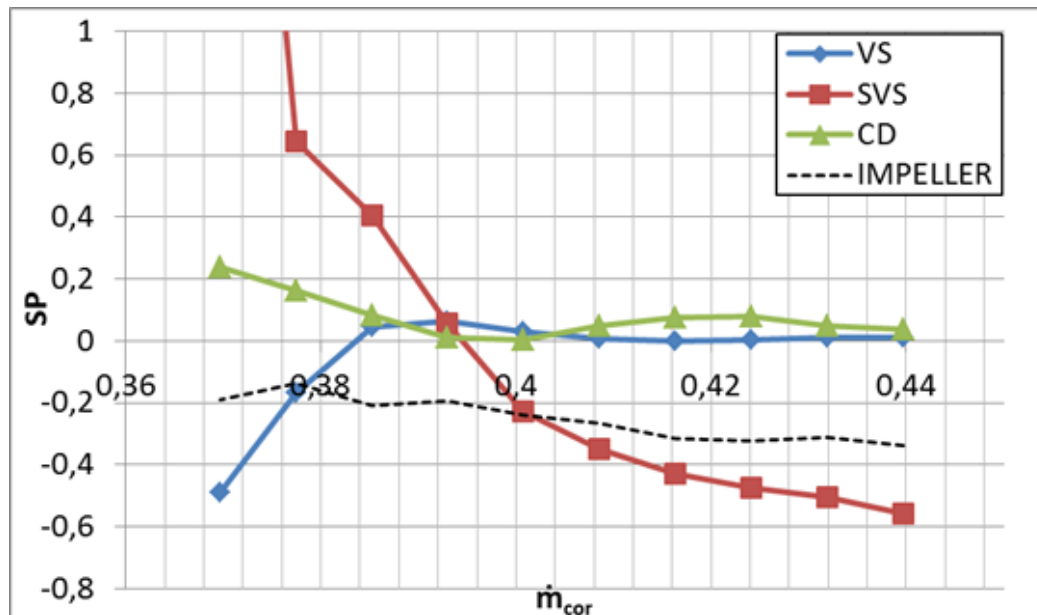


Fig. 6.9 – Distribuzioni locali dello SP per il compressore C3 a $N_{cor}=0.67$

In entrambi i tipi di diffusore il channel diffuser è intrinsecamente instabile (SP sempre positivo) mentre il VS ha una gamma di portate di funzionamento stabili, ma con uno SP vicino a zero, che fornisce un modesto contributo all'instabilità del diffusore. Invece il SVS presenta un comportamento differente tra i casi con wedged diffuser e con pale curve. In dettaglio nel diffusore a cuneo, l'SVS è intrinsecamente stabile (SP sempre negativo) e contribuisce in larga misura all'incremento di pressione del diffusore. I valori negativi dello SP nel SVS si riducono al diminuire della portata; pertanto, il limite di surge viene ottenuto laddove l'effetto stabilizzante dell'SVS viene sopraffatto dall'instabilità del CD. Nel compressore con diffusore a pale curve, il SVS è cruciale nel determinare il limite di stabilità perché ha una forte variazione tra i grandi valori negativi (stabile) e i grandi valori positivi (instabile). Nei paragrafi seguenti, viene discusso approfonditamente il comportamento fluidodinamico nel diffusore per spiegare tali differenze.

6.4 Analisi fluidodinamica del diffusore

Le soluzioni CFD sono state utilizzate per ottenere ulteriori informazioni sulle prestazioni del diffusore al fine di comprendere il comportamento di Fig. 6.8 e 6.9. La variazione dell'incremento di pressione nel channel diffuser al variare della portata, per il compressore C1, è stata riportata per tre velocità di rotazione, in Fig. 6.10.

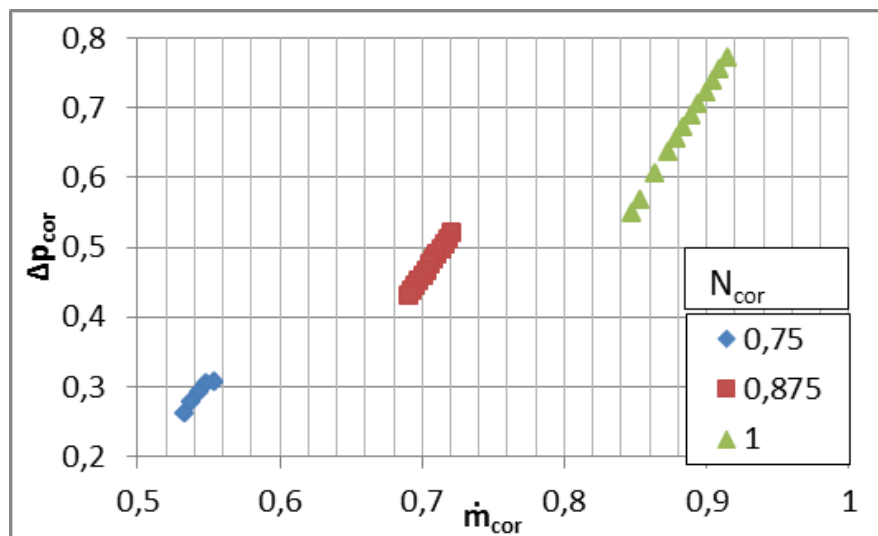


Fig. 6.10 – Incremento di pressione nel channel diffuser, compressore C1

La pendenza delle precedenti curve è sempre positiva, confermando l'instabilità intrinseca del CD, come già discusso grazie agli andamenti dello SP (Fig. 6.8 e 6.9), con basse prestazioni, in termini di incremento di pressione, a basse portate. Ciò è dovuto all'effetto combinato del bloccaggio dello strato limite nella sezione di gola e all'aumento delle perdite di pressione totale nel canale, per condizioni di off-design a basse portate. I profili dello strato limite sulla parete del diffusore nella sezione della gola sono stati ottenuti dall'analisi CFD. In Fig. 6.11 vengono mostrati i profili di velocità al midspan per il compressore C1 a $N_{cor} = 0.875$, mentre i corrispondenti spessori degli strati limite sono riportati in Fig. 6.12. Tali spessori sono ricavati dai profili di velocità come le distanze da parete per la quale si verifica $V/V_{\infty} = 0.99$. L'analisi è stata eseguita a diverse velocità di rotazione, come mostrato in Fig. 6.12. Il bloccaggio dello strato limite (spessore dello strato limite) aumenta al diminuire della portata, fornendo così maggiori velocità in gola ed una riduzione dell'incremento di pressione come conseguenza (Fig. 6.10). Infine le perdite di pressione totale aumentano nel CD al ridursi della portata, come mostrato in Fig. 6.13.

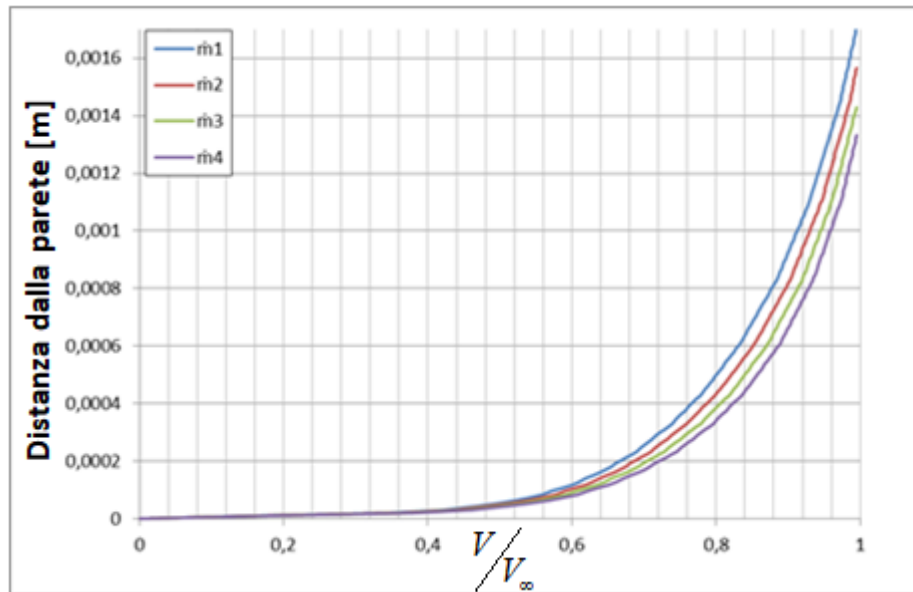


Fig. 6.11 – Profili dello strato limite al midspan nella sezione di gola del diffusore, compressore C1 a $N_{cor}=0.875$

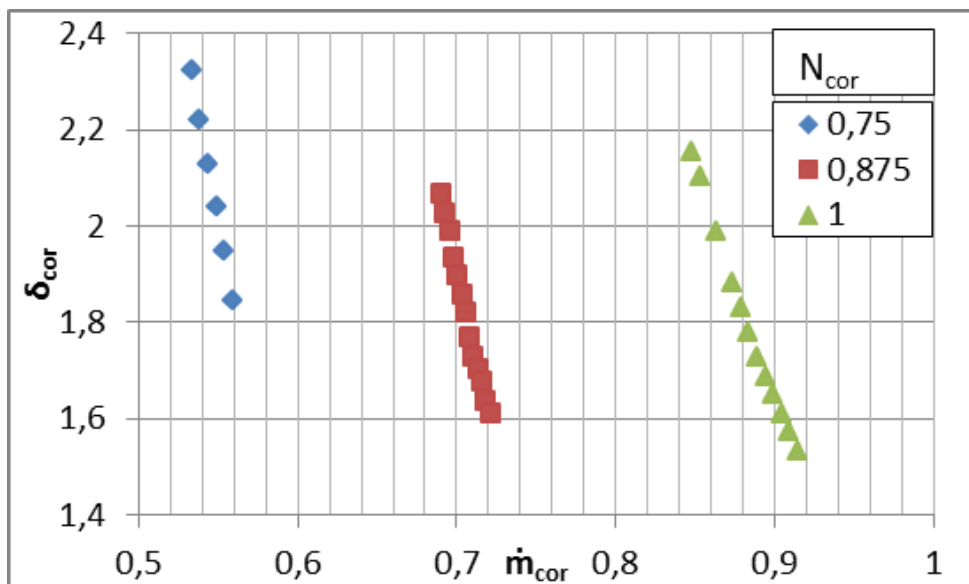


Fig. 6.12 – Spessori dello strato limite al midspan nella sezione di gola del diffusore, compressore C1

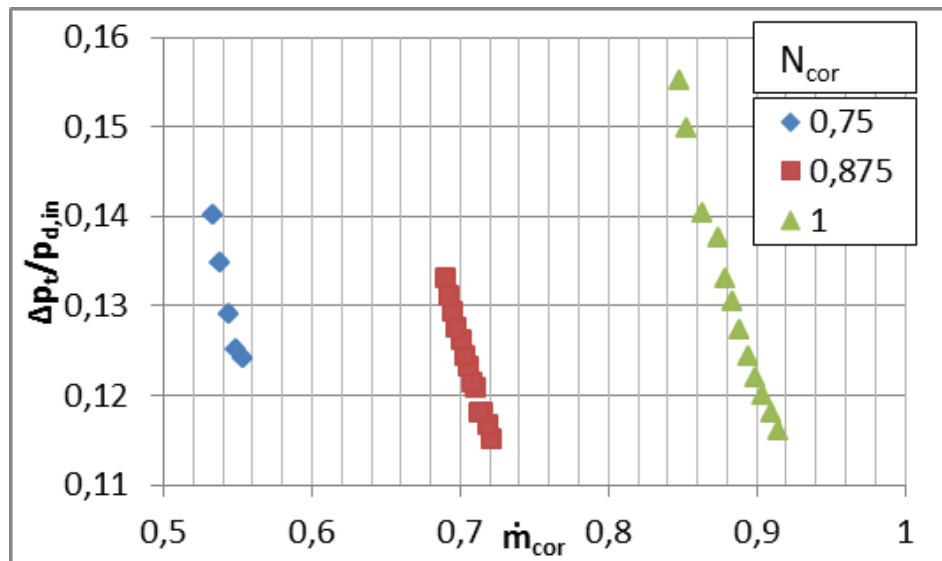


Fig. 6.13 – Perdite di pressione totale nel CD, compressore C1

L'aumento delle perdite nel CD è dovuto ad un progressivo aumento della zona di separazione nel canale, al ridursi della portata. Il punto di separazione del flusso sulla parete del canale è stata investigata. In Fig. 6.14 la distanza del punto di separazione dal bordo di uscita del diffusore viene tracciata per cinque altezze, per ogni punto di funzionamento del compressore C2 a $N_{cor} = 1,03$. Si può osservare che le sezioni verso il mozzo (span 10-30%) sono più sensibili alla variazione di portata e in queste regioni, il punto di separazione si sposta a monte nel canale dando una zona di separazione sempre più ampia. Questa è un'ulteriore ragione della riduzione dell'incremento di pressione con la diminuzione della portata.

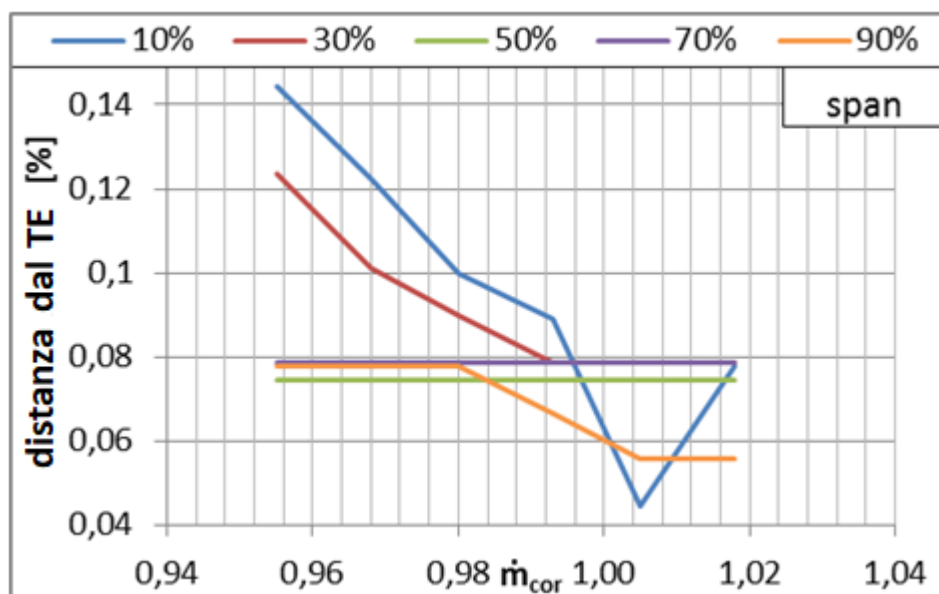


Fig. 6.14 – Punto di separazione sulla parete del diffusore per differenti span, compressore C2 a $N_{cor}=1.03$

La sensibilità dell'estensione della separazione nella regione a bassi span del channel diffuser è dovuta alla variazione dell'angolo di flusso nella sezione di gola. La Fig. 6.15 mostra la variazione lungo l'altezza del canale dell'angolo di flusso assoluto (mediato circonferenzialmente) nella gola del diffusore, per diverse portate. Si può osservare una variazione più elevata, con la portata, nelle regioni in prossimità del mozzo.

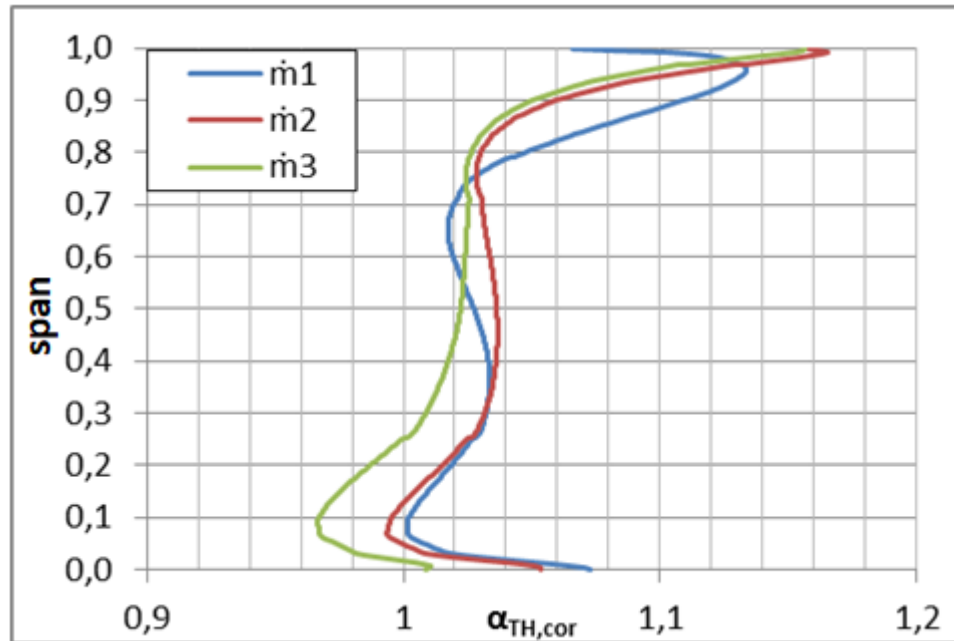


Fig. 6.15 – Distribuzione lungo lo span dell'angolo di flusso assoluto nella sezione di gola, compressore C2 a $N_{cor}=1.03$

L'SVS è una parte del diffusore soggetta alle disuniformità di flusso che giungono dalla girante con l'interazione rotore-statore. Per quanto riguarda l'analisi di stabilità, il comportamento dello SVS per pale del diffusore a cuneo o curve è stato trovato molto diverso, Fig. 6.8 e 6.9. La variazione dell'incremento di pressione del SVS rispetto al CD è opposta, come mostrato nella Fig. 6.16 per il compressore C2 a $N_{cor} = 0.98$. La stabilità del SVS (pendenza negativa) con un wedged diffuser conferma l'analisi data dallo SP, Fig. 6.8. Il diffusore è stabile fintantoché l'incremento di pressione nel semi-vaneless space è maggiore della caduta di pressione nel channel diffuser (Van Den Braembussche, 2016). Il limite di stabilità allora può essere individuato dove le variazioni di pressione sono uguali. Ciò è stato confermato nella presente analisi e il valore della portata di surge ottenuta ha una differenza dell'1% con il dato sperimentale.

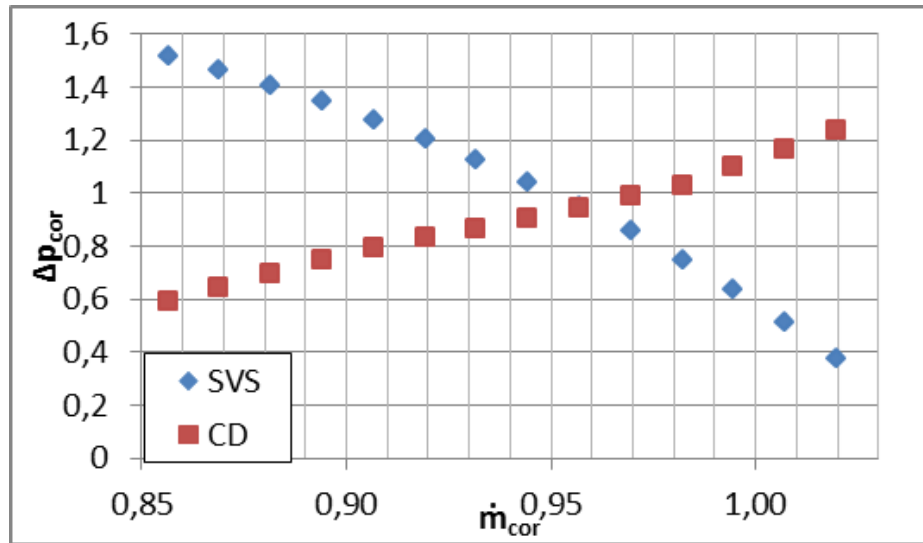


Fig. 6.16 – Variazioni degli incrementi di pressione nel SVS e CD, compressore C2 a $N_{cor}=0.98$

La crescita dell'incremento di pressione nel SVS per basse portate è dovuto all'aumento dell'incidenza del flusso nella sezione 1 (leading edge del diffusore), si veda Fig. 6.7. Ciò tra l'altro causerà l'aumento del bloccaggio dello strato limite, come già precedentemente mostrato nella sezione di gola, il quale farà diminuire l'incremento di pressione nel CD.

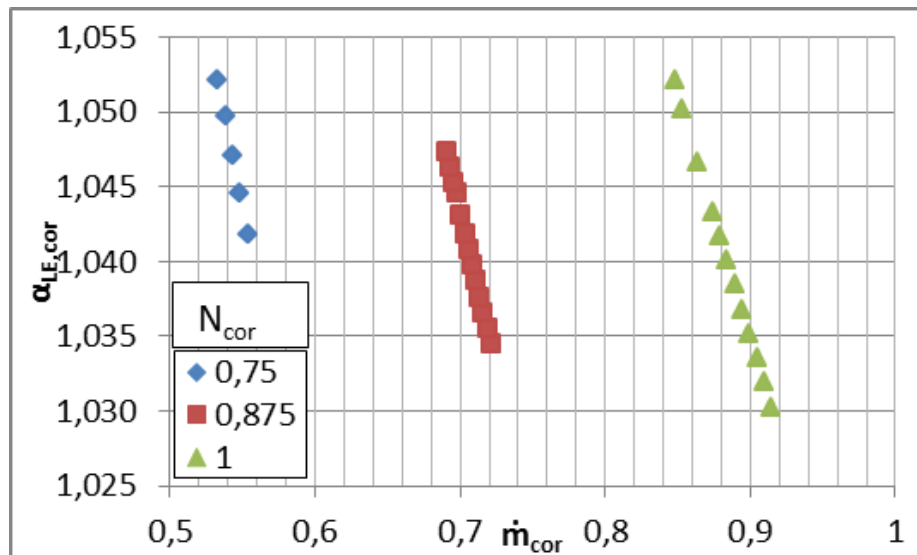


Fig. 6.17 – Variazioni degli angoli di flusso assoluti all'ingresso del SVS, compressore C1

In Fig. 6.17 viene riportato l'incremento dell'angolo di flusso assoluto (aumento dell'incidenza) nell'ingresso del SVS (sezione 1), al diminuire della portata. Il comportamento del SVS in un wedged diffuser è stato mostrato molto diverso rispetto a quello del SVS con un diffusore a pale curve, Fig. 6.8 e 6.9. Ciò è dovuto al diverso livello di perdite in condizioni di off-design. In Fig. 6.18 sono mostrate le perdite di pressione

totale per il diffusore C1 (wedged diffuser) e C3 (con pale curve); l'aumento con la riduzione della portata è presente in entrambi i casi, ma perdite molto più elevate per basse portate sono state evidenziate nel caso di diffusore con pale curve. Ciò è dovuto alla maggiore sensibilità della pala a profilo (con bordo d'attacco leggermente arrotondato) alle variazioni di incidenza, che possono causare separazioni di flusso ed eventualmente lo stallo nel SVS.

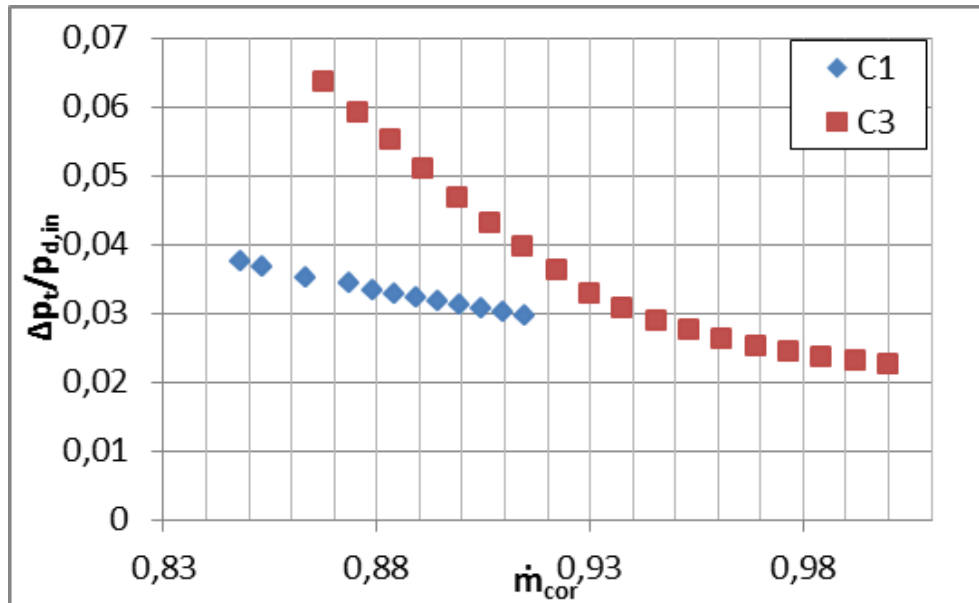


Fig. 6.18 – Perdite di pressione totale nel SVS, per il compressore C1 (wedged diffuser) rispetto al compressore C3 (a pale curve)

6.5 Simulazione instazionaria completa

La configurazione del compressore C3, dotata di un diffusore con pale curve, ha mostrato un comportamento peculiare nell'analisi di stabilità attraverso lo SP, Fig. 6.9. Con questa tipologia di diffusore, la prima parte del canale (SVS) è quella che innescava instabilità. Sono state eseguiti calcoli instazionari del modello completo per la configurazione C3 al fine di avere una visione più profonda dei meccanismi di instabilità. Il modello CFD utilizzato per l'analisi instazionaria è costituito dalle seguenti parti: condotto cilindrico di ingresso, rotore completo con tutte le pale, diffusore completo con tutte le pale, voluta e condotto cilindrico all'uscita. Una mesh ibrida di circa 40 milioni di elementi è stata generata; una griglia strutturata per i condotti cilindrici di ingresso e uscita, per il rotore e il diffusore (ottenuti moltiplicando la mesh dei singoli canali del rotore e diffusore) e tetraedrica non strutturata (con prism layer in prossimità delle pareti) per la voluta. È stata considerata solo la velocità di rotazione di design.

Una prima simulazione CFD è stata eseguita con un valore della portata imposta all'uscita pari al valore individuato dall'analisi dello SP. Questa simulazione è stata impostata senza mixing planes, ma con una interpolazione diretta, tra i domini rotore e statore, delle corrispondenti variabili all'interfaccia tra i domini (interfaccia "frozen rotor" nel linguaggio

di CFX). La soluzione stabile ottenuta per tale condizione operativa è stata utilizzata per inizializzare il successivo calcolo instazionario.

Il calcolo instazionario è stato effettuato imponendo una riduzione di portata di circa il 2% dal valore sulla surge line e che dunque ha portato lo stadio in instabilità, come si può vedere in Fig. 6.19. Questa figura mostra i valori del rapporto di pressione totale e della portata del calcolo instazionario, nell'usuale mappa delle performance. Il punto stabile sulla mappa situato sulla surge line è anch'esso mostrato in verde nella figura (quello usato per l'inizializzazione). In rosso vengono mostrati i punti operativi della soluzione instabile dopo sette giri completi di rotazione del rotore. Le soluzioni per le suddette sette rivoluzioni complete sono state scaricate e utilizzate per il post-processing.

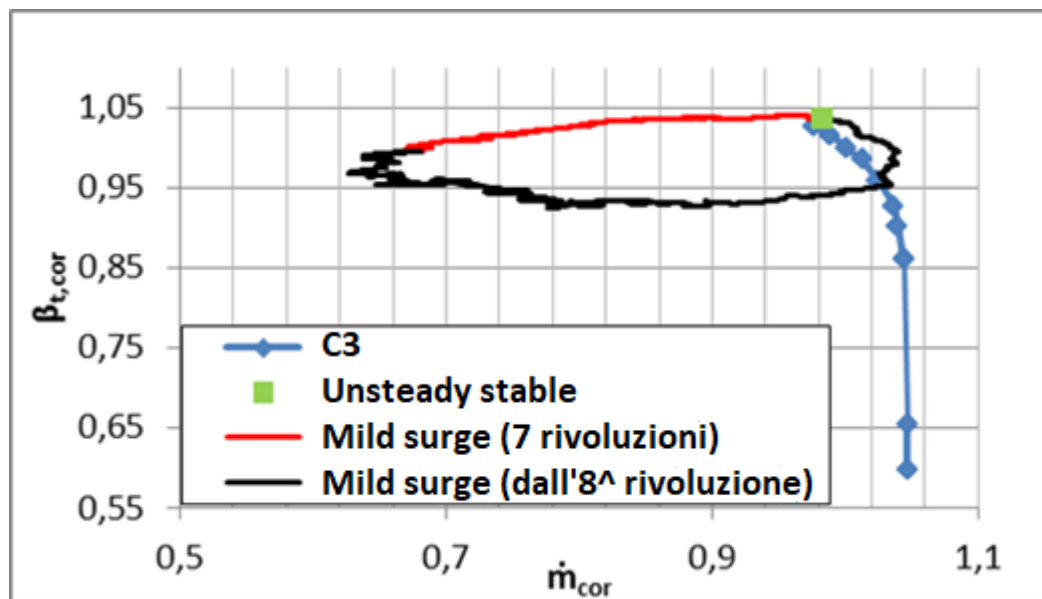


Fig. 6.19 – Ciclo di surge simulato sulla mappa delle performance, compressore C3

La simulazione instazionaria è continuata fino al completamento del ciclo di surge, come mostrato nella Fig. 6.19. Nella Fig. 6.20 invece vengono mostrate le variazioni percentuali del rapporto di pressione totale e della portata, nel ciclo di surge, riferite ai valori sulla surge line. I valori di riferimento per l'ultimo punto stabile sulla linea di surge sono allo 0%. Si può notare che all'interno del ciclo di surge il rapporto di pressione ha una variazione globale di circa il 10% mentre la variazione complessiva della portata è di circa il 50%.

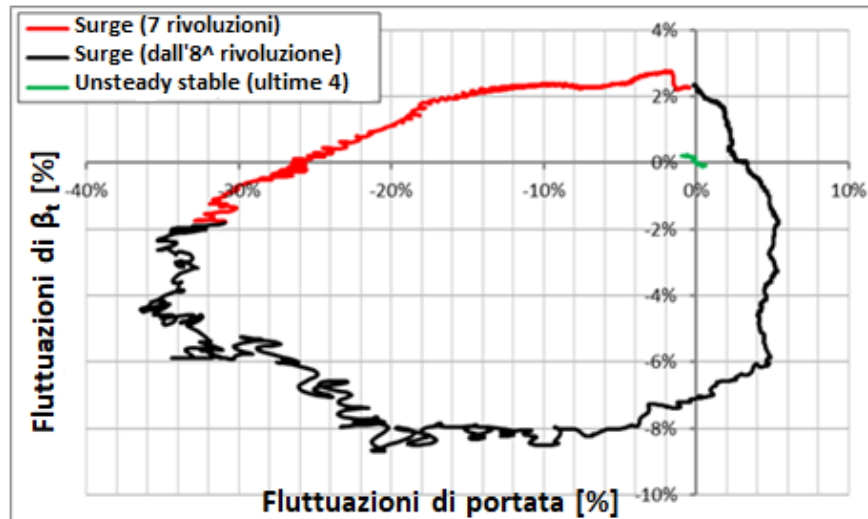


Fig. 6.20 – Fluttuazione del rapporto di pressione e portata nel ciclo di surge, compressore C3

Un set di dati molto grande si è reso disponibile dalla simulazione instazionaria CFD sopradescritta; solo una breve parte è stata discussa in questa tesi per poter supportare l'approccio dello stability parameter sopra menzionato. Come primo risultato, l'analisi instazionaria del modello completo ha confermato che il valore della portata sulla surge line predetta con lo SP è proprio il limite di stabilità dello stadio. Una seconda conclusione è che la voluta non è strettamente necessaria per rilevare il limite di stabilità dello stadio; questo conferma la bontà della scelta del simple model per individuare la portata di surge con ottima precisione. Tuttavia, la voluta deve essere correttamente accoppiata alla configurazione rotore + diffusore per evitare instabilità, ma ciò può essere fatto in una fase successiva del progetto del compressore.

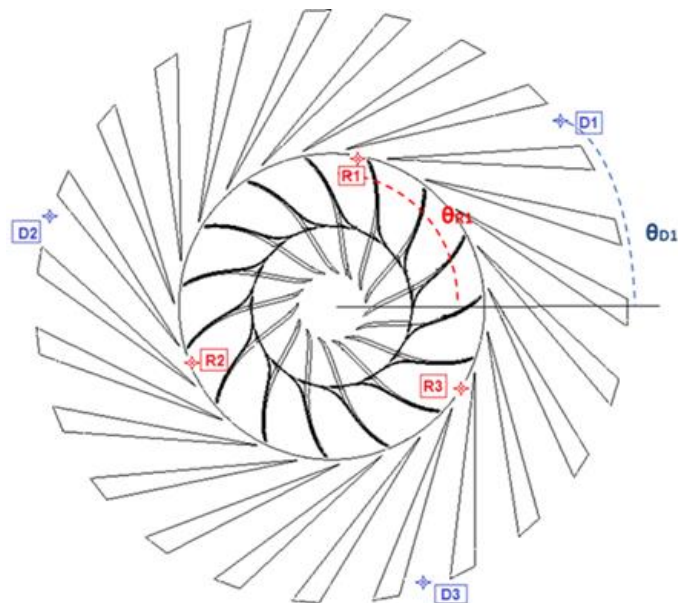


Fig. 6.21 – Punti di monitoraggio all'uscita rotore e diffusore

Una serie di punti di monitoraggio sono stati introdotti nel modello CFD per poter memorizzare i segnali delle principali quantità fluidodinamiche (cioè la pressione) durante il calcolo instazionario.

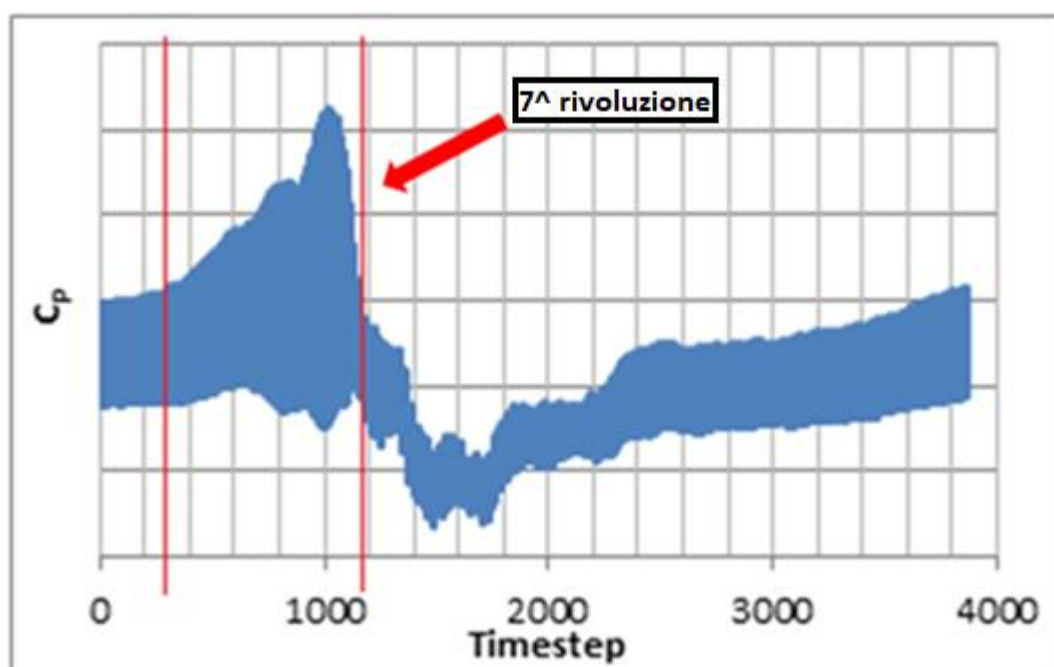


Fig. 6.22 – Segnali dei coefficienti di pressione all'uscita rotore, punto R1

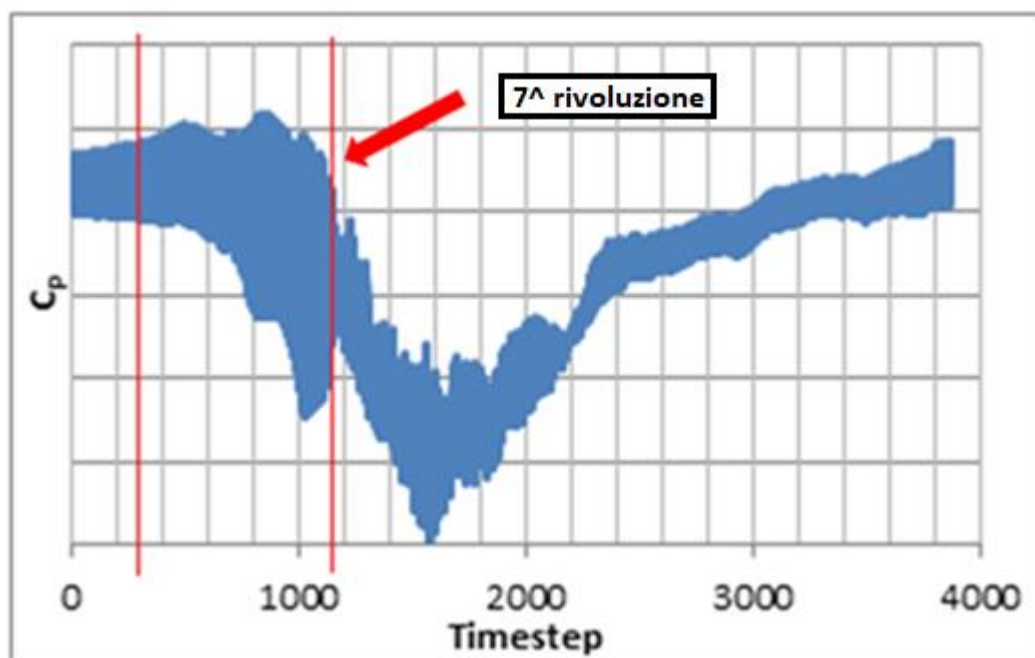


Fig. 6.23 – Segnali dei coefficienti di pressione all'uscita diffusore, punto D1

Fig. 6.21 mostra una vista schematica di un compressore centrifugo (geometria C1) in cui sono mostrati tre punti di monitoraggio all'uscita del rotore (R1, R2, R3) e tre punti di

monitoraggio all'uscita del diffusore (D1, D2, D3); i punti sopra di ciascun set sono stati posizionati ad una distanza angolare di circa 120° .

In Fig. 6.22 e 6.23 vengono mostrati gli andamenti di pressione (coefficiente di pressione C_p) per la coppia di punti di monitoraggio R1-D1.

I gli andamenti di pressione statica per gli stessi punti di monitoraggio nella configurazione C3 sono stati anch'essi elaborati. Valori molto simili sono stati rilevati nelle altre coppie di punti di monitoraggio. In tali figure, viene riportata la storia completa del ciclo di surge, evidenziando i primi sette giri del rotore (sufficienti guidare in stallo lo stadio).

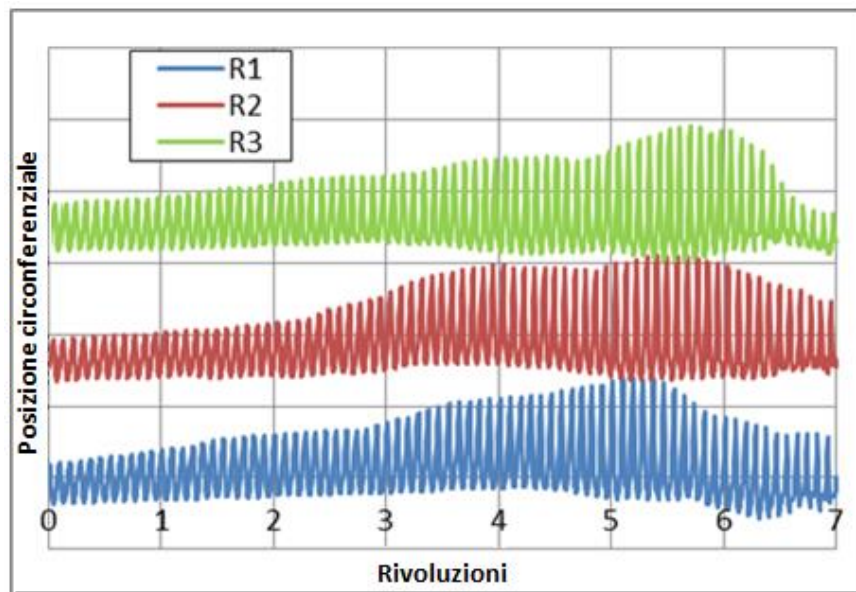


Fig. 6.24 – Segnali dei coefficienti di pressione all'uscita rotore

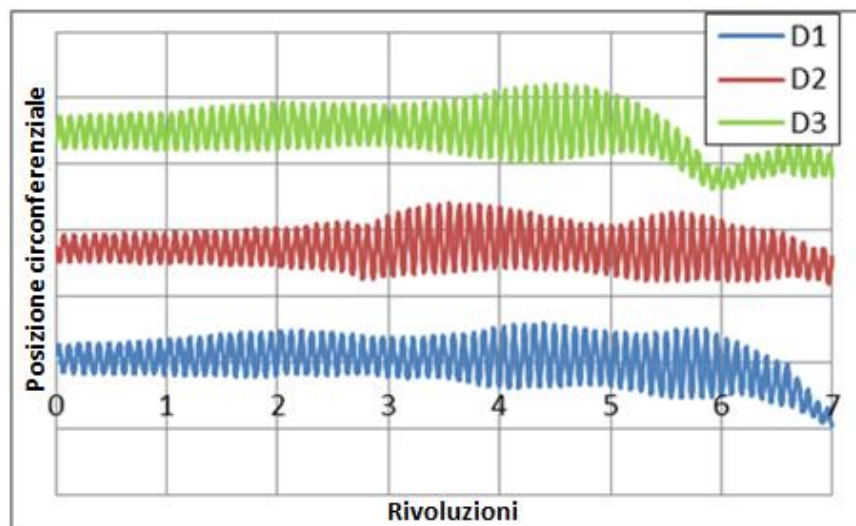


Fig. 6.25 – Segnali dei coefficienti di pressione all'uscita diffusore

Nelle figure precedenti, viene anche rilevato l'inizio della crescita dell'oscillazione della pressione. Per avere un approfondimento nello sviluppo dell'instabilità che causa lo stallo, i segnali del coefficiente di pressione per i tre punti di monitoraggio all'uscita del rotore e all'uscita del diffusore sono stati riportati in Fig. 6.24 e 6.25 solo per i primi sette giri. Nelle posizioni di uscita del rotore la crescita delle oscillazioni viene rilevata dopo due giri del rotore dal punto di funzionamento della linea di surge; la crescita dell'oscillazione nel diffusore si verifica dopo un ulteriore giro del rotore dunque dopo tre giri. Tale analisi ha permesso di evidenziare come sia il diffusore ad innescare l'instabilità nel compressore.

6.6 Conclusioni

La metodologia presentata per la previsione della portata limite di surge e basata su un modello CFD semplificato di un compressore centrifugo ha mostrato il suo forte potenziale. Risultati molto accurati sono stati ottenuti rispetto ai dati sperimentali disponibili per tre diversi modelli di compressori. L'approccio CFD ha anche dimostrato la sua utilità nel comprendere il contributo di ciascuna parte al limite di stabilità dello stadio. Un'analisi instazionaria molto impegnativa dal punto di vista computazionale sul modello 3D completo ha permesso di approfondire ulteriormente il meccanismo di instabilità del compressore e ha fornito un ulteriore supporto alla metodologia proposta con le seguenti conclusioni:

- la voluta non è strettamente necessaria nel modello dello stadio per prevedere correttamente la portata di surge
- la portata sulla surge line predetta mediante lo SP è proprio l'ultimo valore stabile
- Il diffusore palettato è responsabile dell'instabilità dell'intero compressore, ciò è stato evidenziato dall'analisi di stabilità mediante l'approccio dello SP.

L'approccio proposto per la previsione del limite di stabilità può essere efficacemente utilizzato per la progettazione di un compressore centrifugo per ottenere una stima della surge line, senza la necessità di analisi 3D complete computazionalmente onerose.

7. Analisi di flusso in compressori centrifughi con diffusore non palettato in condizioni operative prossime al limite di stabilità

7.1 Introduzione

Nel precedente capitolo ci si è concentrati sullo sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità in compressori centrifughi con diffusore palettato attraverso modelli CFD che richiedessero bassi costi computazionali. In particolare è stato mostrato come lo stability parameter offrisse ottimi risultati nella previsione della portata limite commettendo errori più che accettabili in una fase di design iniziale. Tale approccio è stato impiegato col Simple model su tre individui diversi di compressori.

Prima di provare ad applicare il medesimo approccio anche per i compressori centrifughi aventi diffusore non palettato, è bene sottolineare la profonda diversità di tali turbomacchine e mostrarne i principali studi. Innanzitutto un compressore con diffusore non palettato presenta un campo operativo più ampio rispetto a quelli con diffusore palettato, che offrono invece maggiori performance, ma un minore range operativo. I compressori con diffusore vaneless sono stati abbondantemente studiati da Jansen (1964), Tsujimoto et al (1996), da Ljevar et al (2006) e altri. Tuttavia sono stati Senoo e Kinoshita (1977) e successivamente Clarke et al (2016) a proporre l'angolo di ingresso diffusore come parametro critico per la previsione del limite di stabilità. Inoltre tale famiglia di compressori non avendo pale nel diffusore, che smorzano l'effetto della disuniformità indotta dalla voluta, ha in quest'ultimo componente un ruolo chiave. L'effetto della voluta che vedremo essere predominante alle alte velocità di rotazione è stato un oggetto di studi recente con i lavori di Ceyrowsky et al (2018) e di Zhang et al (2018).

Anche in questo capitolo i risultati vengono mostrati in forma corretta oppure non vengono mostrati i valori numerici poiché le analisi sono effettuate su compressori coperti da un diritto di riservatezza. Per poter eseguire confronti sensati le distribuzioni riportate sono tarate nello stesso intervallo, per ogni variabile, seppure senza mostrarne i valori numerici.

7.2 Stability parameter

Nel paragrafo 6.2 è stato già ampiamente descritto l'approccio dello Stability parameter per prevedere la portata limite e ha mostrato una buona affidabilità nei compressori con diffusore vaned, con errori percentuali sempre al di sotto del 10%.

Adesso il medesimo approccio viene adottato per i compressori con diffusore vaneless. In Tab. 7.1 vengono riportati gli errori percentuali nel prevedere la portata limite con lo SP.

Tab. 7.1 – Errori percentuali sulla portata limite stabile predetta con lo SP

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	13,6	8,9	14,3

C5	N_{cor}	0,6	0,7	0,8
	Errore [%]	23,3	17,1	19,2
C6	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	5,9	6,9	2,8

Grazie a tale tabella è immediato verificare come gli errori commessi nel predire la portata limite con tale approccio porti ad errori superiori nel caso di diffusori non palettati (C4, C5 e C6) rispetto a quelli vaned, che erano stati mostrati in Tab. 6.2, infatti vengono raggiunti valori quasi sempre superiori al 10%. Per tale motivo in questa tesi verranno proposti e sviluppati dei criteri più adatti per tali tipologie di macchine, che verranno mostrati nel capitolo 8.

7.3 Validazione

Dato che nel Capitolo 5 si era proceduto con un'approfondita validazione di un compressore con diffusore palettato, in tale paragrafo si vogliono validare nel caso di compressori con diffusore vaneless i seguenti modelli CFD:

- Simple model
- Fully 3D
- Unsteady

Il primo modello è quello su cui verranno applicati i criteri di previsione del limite di stabilità, mentre gli altri due verranno impiegati per analizzare in maniera più approfondita i meccanismi di generazione di instabilità alle alte velocità di rotazione. In Fig. 7.1 viene mostrato il confronto della curva caratteristica sperimentale con quella ottenuta con i vari modelli CFD su due diverse velocità di rotazione, per il compressore C6. Inoltre in Tab. 7.2 vengono mostrati gli errori massimi sul pressure ratio ottenuto dai modelli CFD rispetto a quelli sperimentali.

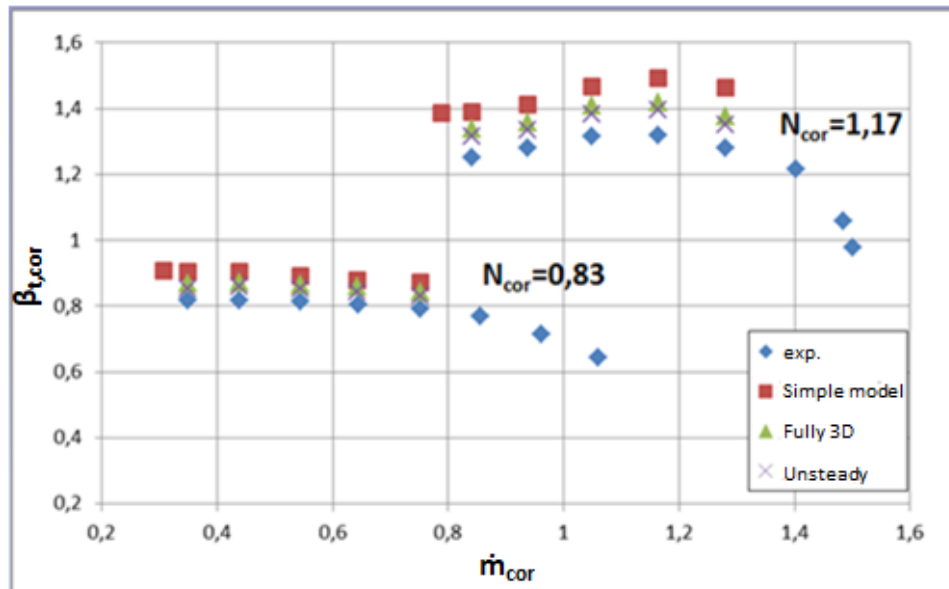


Fig. 7.1 – Confronto curve caratteristiche sperimentali e CFD a due diverse velocità di rotazione, Compressore C6

Tab. 7.2 – Errori percentuali massimi del pressure ratio rispetto al valore sperimentale

N_{cor}	Modello	Errore massimo [%]
0,83	Simple model	7,2%
	Fully 3D	5,0%
	Unsteady	4,7%
1,17	Simple model	10,2%
	Fully 3D	5,9%
	Unsteady	5,4%

Da tali confronti è stato possibile verificare come il Simple model sovrastimi sempre le prestazioni del compressore a causa dell'assenza delle perdite introdotte dalla voluta; infatti tale modello non comprende quest'ultimo componente. Invece i modelli completi si avvicinano maggiormente ai valori sperimentali con errori intorno al 5% e non molto diversi tra loro. La differenza che invece balza subito agli occhi è come alle basse velocità ($N_{cor}=0,83$) il modello semplice sia più fedele alla sperimentazione rispetto al medesimo modello, ma alle alte velocità ($N_{cor}=1,17$).

Siccome i criteri di previsione che verranno trattati nel seguito fanno riferimento al Simple model, si vuole mostrare come tale modello, che commette errori maggiori rispetto all'Unsteady, riesca ugualmente a catturare i principali fenomeni fluidodinamici al surge

alle basse velocità. A tal riguardo vengono confrontate le distribuzioni hub to shroud, ottenute mediante il Simple model e confrontate col modello Unsteady, dell'angolo di flusso assoluto all'ingresso del diffusore e del Mach relativo al leading edge, per il punto operativo $\dot{m}_{cor}=0.439 - N_{cor}=0.83$ del compressore C6, rispettivamente nelle Fig. 7.2 e 7.3.

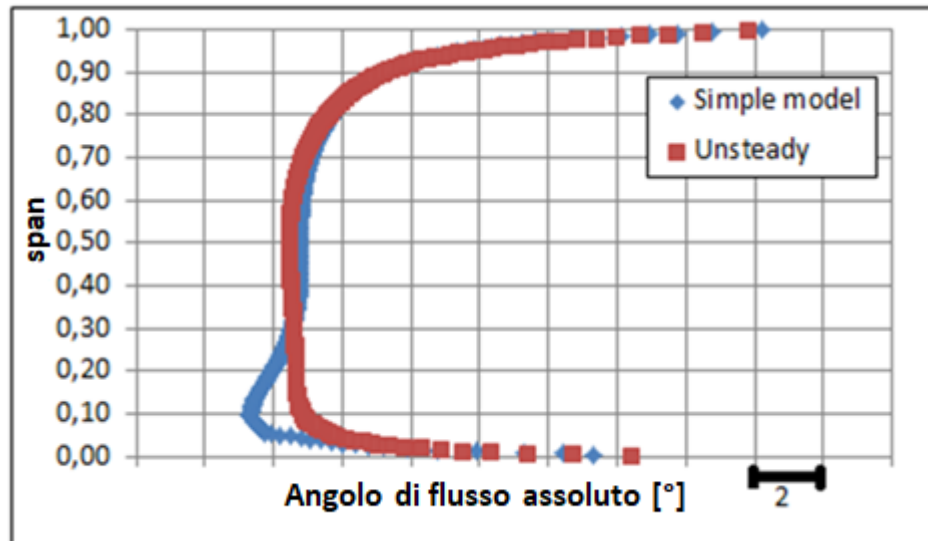


Fig. 7.2 – Confronto distribuzione hub to shroud tra modelli CFD dell'angolo di flusso assoluto all'ingresso diffusore in condizioni near surge ($\dot{m}_{cor}=0.439 - N_{cor}=0.83$, Compressore C6)

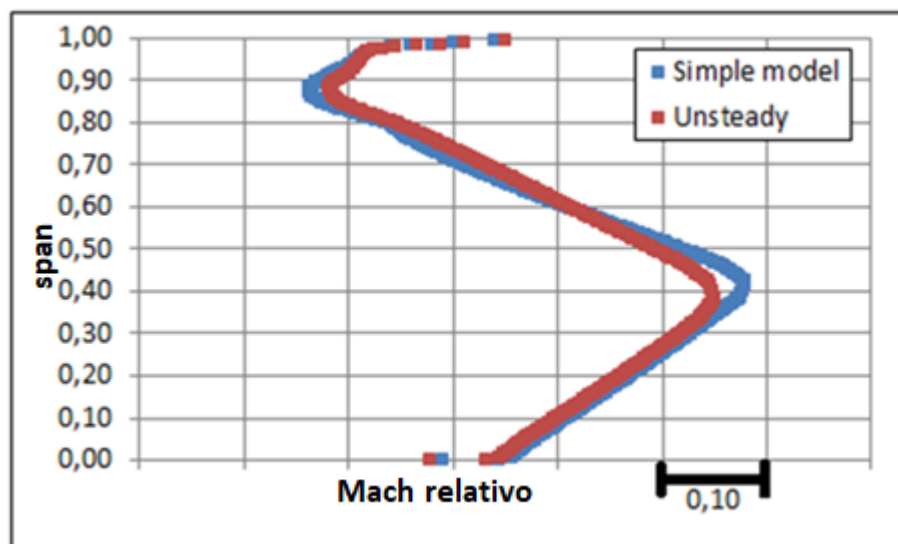


Fig. 7.3 – Confronto distribuzione hub to shroud tra modelli CFD del Mach relativo al leading edge in condizioni near surge ($\dot{m}_{cor}=0.439 - N_{cor}=0.83$, Compressore C6)

In questo modo è stato possibile verificare come alle basse velocità i principali fenomeni fluidodinamici (legati al surge) siano accuratamente catturati anche dal Simple model. Infatti il primo parametro, che sarà usato tra i criteri proposti e il secondo, relativo alle

regioni di bassa quantità di moto presenti all'inducer, vengono catturati pressoché identicamente al modello CFD più fedele, ossia l'Unsteady. Contrariamente, alle alte velocità vengono commessi errori percentuali maggiori dal Simple model e verrà mostrato nel seguito come tale modello non sia più adatto per prevedere il limite di stabilità in tale campo di velocità e come allora venga introdotto un ulteriore criterio in questo caso, che si baserà su un altro modello CFD.

7.4 Analisi di flusso mediante Simple model

7.4.1 Basse velocità di rotazione

In questa sezione vengono mostrati i principali fenomeni fluidodinamici che portano il compressore al funzionamento instabile. Tale analisi è stata effettuata col Simple model sul compressore C6. Alla velocità di design ($N_{cor}=1$), al diminuire della portata si può osservare come al midspan aumenti l'incidenza e conseguentemente sulla suction side si generano separazioni più spesse immediatamente dopo il bordo di attacco. In Fig. 7.4 viene mostrato tale comportamento con le distribuzioni sul piano blade-to-blade al 50% di span del Mach relativo.

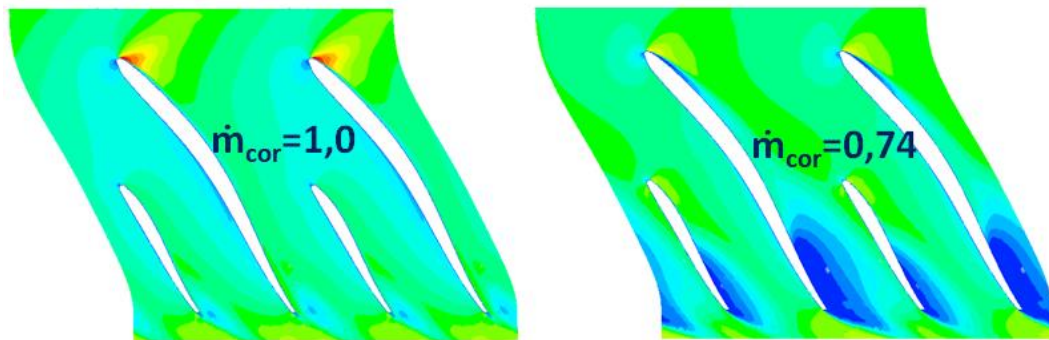


Fig. 7.4 – Distribuzioni di Mach relativo al 50% di span alla velocità $N_{cor}=1$: (a sinistra) $\dot{m}_{cor}=1,0$, (a destra) $\dot{m}_{cor}=0,74$

Dalla figura, oltre alle separazioni immediatamente dopo il bordo d'attacco, sono presenti zone a basso Mach relativo presenti in prossimità del bordo di uscita alla portata inferiore, che verranno descritte nel seguito. In Fig. 7.5 vengono invece riportati gli andamenti del Mach relativo in piani hub to shroud, scendendo verso valle, per il punto operativo $\dot{m}_{cor}=0,74$, per poter analizzare come evolve il flusso nel primo tratto del canale palare.

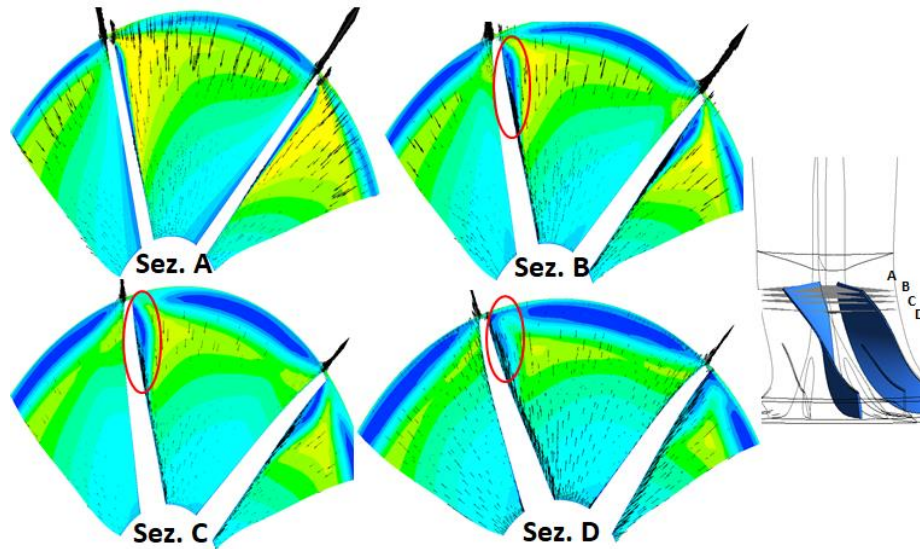


Fig. 7.5 – Distribuzioni di Mach relativo in piani da mozzo a cassa verso valle, sezioni A-B-C-D: $\dot{m}_{cor}=0,74$ $N_{cor}=1$ compressore C6

Attraverso l'analisi di tali piani è possibile osservare come nel piano A lo strato limite separato presenti un certo spessore uniforme dal 50% di span in su. Scendendo verso valle con i successivi piani si evidenzia invece come lo strato limite presente sulla suction side tenda a migrare verso lo shroud radialmente (i vettori rappresentano la proiezione radiale della velocità relativa su tali piani). Infatti in rosso si è evidenziato come lo strato limite si sia raggruppato verso lo shroud e nel piano D si evidenzia come raggiunta la regione del tip clearance, in prossimità dello shroud, tali separazioni vengano trasportate e deformate al centro del canale dal leakage flow, ossia il flusso che trafila tra la pressure e la suction side.

Scendendo ulteriormente più a valle, con altri quattro piani, si mostra come il flusso ed in particolare la regione a bassa quantità di moto evolve, Fig. 7.6.

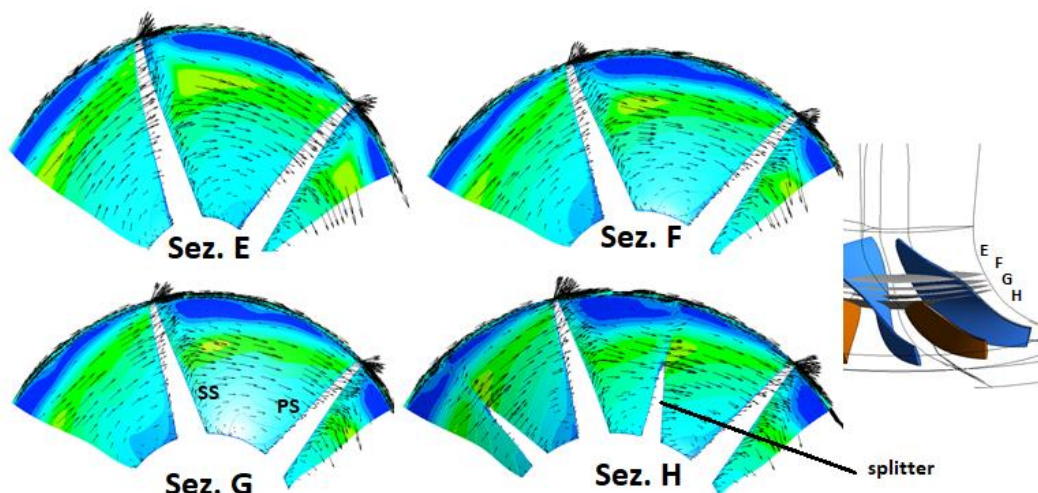


Fig. 7.6 – Distribuzioni di Mach relativo in piani da mozzo a cassa verso valle, sezioni E-F-G-H: $\dot{m}_{cor}=0,74$ $N_{cor}=1$ compressore C6

In questi piani è possibile osservare come scendendo ulteriormente più a valle rispetto al piano D la regione a bassa quantità di moto presente sullo shroud tenda ad estendersi

maggiormente accogliendo le migrazione di ulteriori separazioni sulla pala. Dal piano H invece tale regione a bassa quantità di moto comincia ad essere gradualmente divisa in due dalla presenza dello splitter, ottenendo poi le seguenti configurazioni di flusso proseguendo ulteriormente verso valle, Fig. 7.7.

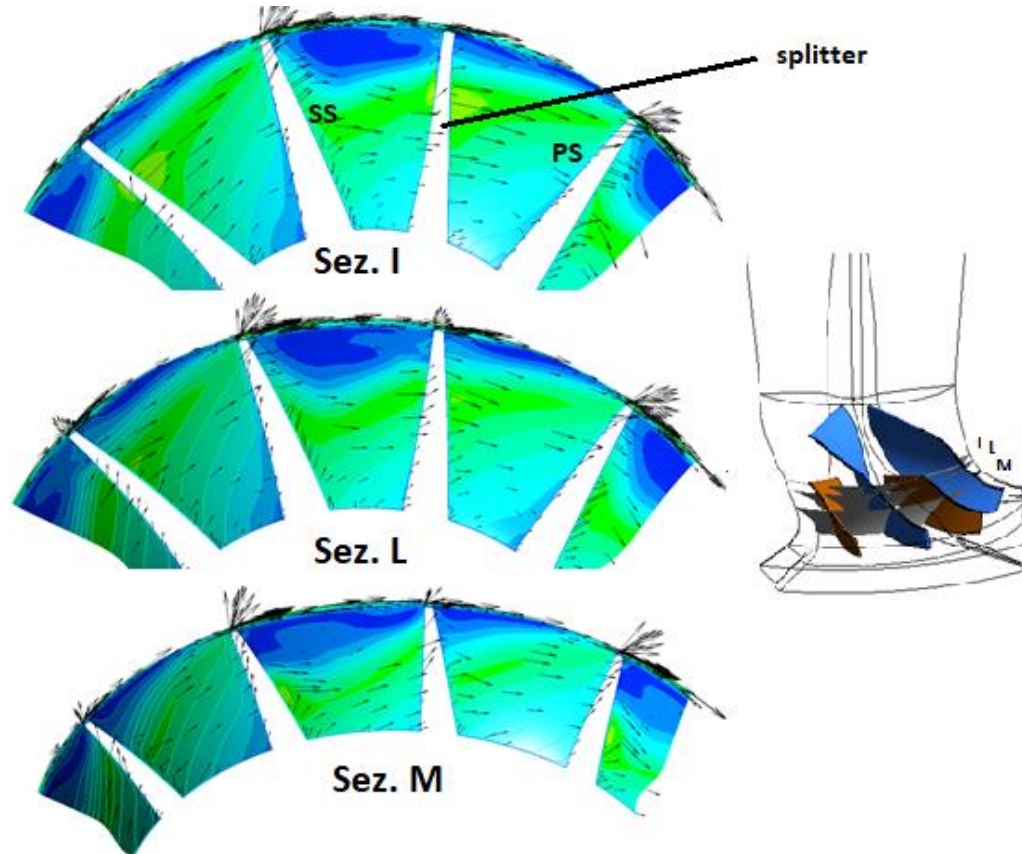


Fig. 7.7 – Distribuzioni di Mach relativo in piani da mozzo a cassa verso valle, sezioni I-L-M: $\dot{m}_{cor}=0,74$ $N_{cor}=1$ compressore C6

In pratica si sta presentando la classica struttura a jet and wake all'uscita del rotore, in cui la scia (ossia la zona a bassa quantità di moto) tende a posizionarsi nell'angolo tra la suction side e lo shroud a causa degli effetti di curvatura del canale meridiano e della forza di Coriolis per la rotazione. Inoltre è evidente come la regione a bassa quantità di moto acquisisca sempre più peso nel canale poiché, oltre ad aumentare di spessore, sta diminuendo l'altezza del canale.

Tale analisi è stata finora mostrata per una portata sola, se invece si vuole analizzare quale effetto abbia la riduzione di portata, in Fig. 7.8 viene riportata la struttura di flusso sul piano posto al trailing edge per tre portate diverse.

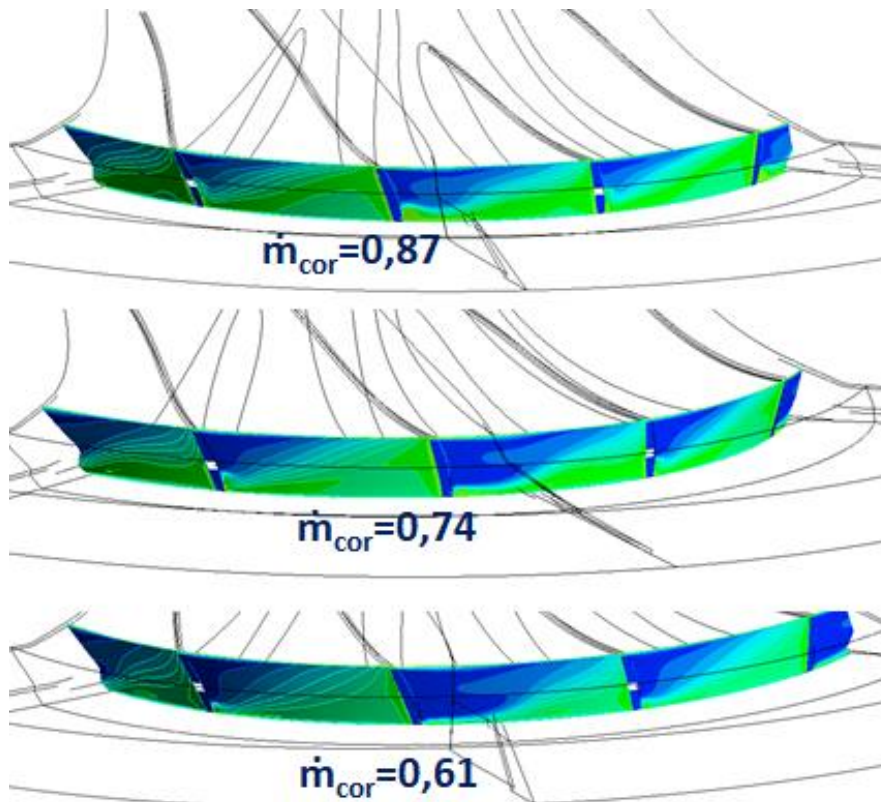


Fig. 7.8 – Distribuzioni di Mach relativo al trailing edge al ridursi della portata, $N_{cor}=1$ compressore C6

Con queste tre distribuzioni si evince che al ridursi della portata la regione di wake diventa sempre più estesa rispetto alle configurazioni con portate maggiori. La spiegazione di tale aumento della regione a bassa quantità di moto la si trova a monte, oltre che dall'aumento dell'incidenza sul bordo di attacco, anche dall'interazione tra il flusso principale e il flusso di trafilamento, essendo il rotore sprovvisto di controdisco (unshrouded). Per approfondire quest'ultimo aspetto vengono riportate in Fig. 7.9 le linee di corrente della porzione di flusso tra il 90% di span e lo shroud, per tre diverse portate, in cui i colori rappresentano i valori della velocità relativa.

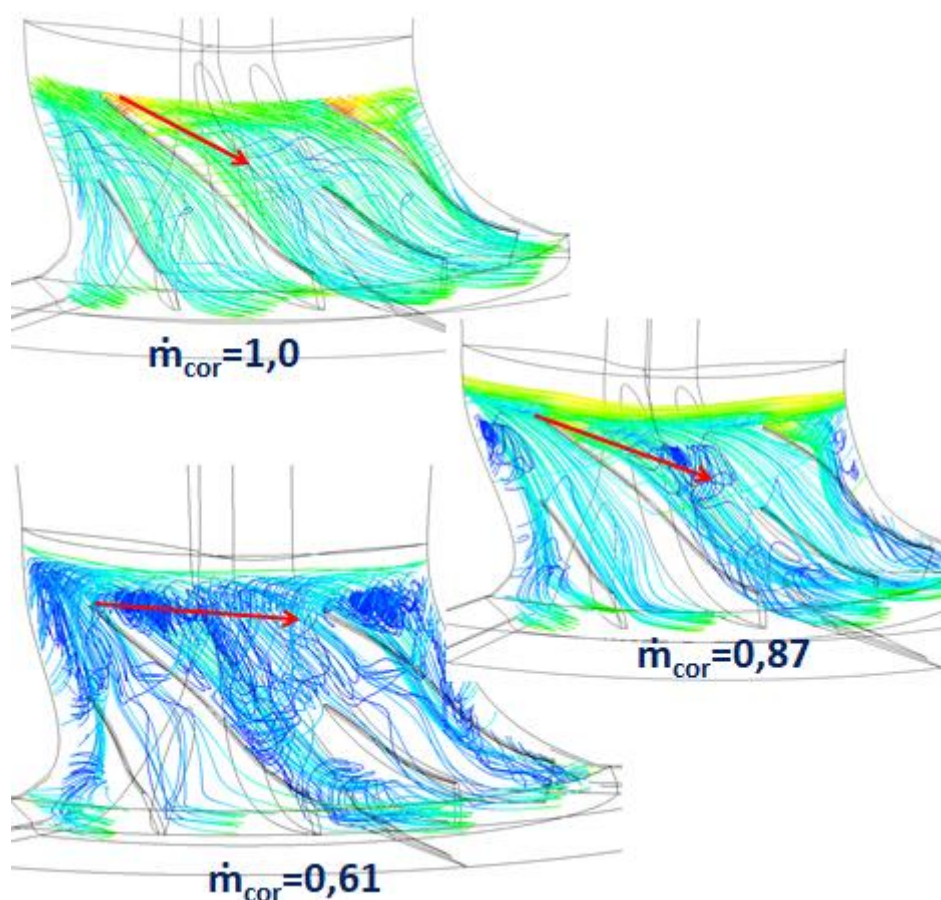


Fig. 7.9 – Linee di corrente della porzione oltre il 90% di span al ridursi della portata, $N_{cor}=1$ compressore C6

Grazie a tali raffigurazioni si possono notare delle strutture vorticose che partono immediatamente dopo il leading edge con traiettoria inclinata, che dalla suction side si estendono verso valle in mezzo al canale palare. Tale struttura vorticosa prende il nome di vortice d'apice di trafilamento (tip leakage flow) e nasce proprio dall'interazione tra il main flow e il flusso di trafilamento dal tip clearance. Inoltre si osserva che al diminuire della portata tale vortice (evidenziato con la freccia rossa) subisce un cambiamento della traiettoria, da quasi parallela alla corda della pala, a quasi perpendicolare. Tale variazione della traiettoria è dovuta al fatto che al diminuire della portata, aumenta il gradiente di pressione tra pressure e suction side, creando un trafilamento di flusso maggiore dal tip clearance e un minore passaggio di flusso principale dall'ingresso. Il vortice, che a portate maggiori poteva contare su un percorso maggiore prima di impattare sulla pala successiva, aveva il tempo e lo spazio per essere ri-energizzato, invece a portate ridotte compiendo un percorso ridotto non riuscirà più in tale intento. Infine andando sempre più verso il surge si verranno a creare delle sorte di spillamenti di flusso, che da un canale interesserà anche il successivo, modificando perciò tutte le incidenze sulle pale e costringendo il flusso a passare in una regione sempre più bassa del canale (Bousquet et al, 2014). A tal proposito in Fig. 7.10 si riportano le distribuzioni della velocità meridiana nel canale, mediata circonferenzialmente, al variare della portata.

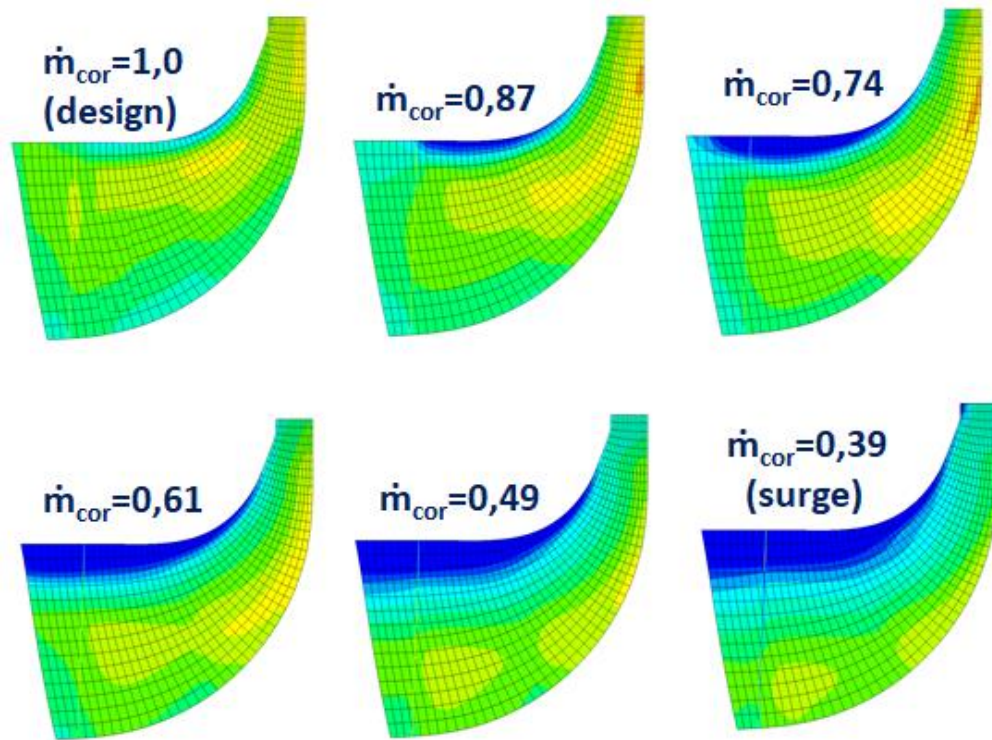


Fig. 7.10 – Distribuzioni della velocità meridiana nel canale meridiano mediata circonferenzialmente a diverse portate, $N_{cor}=1$ compressore C6

Grazie a tali raffigurazioni è possibile notare che, riducendo la portata dalla condizione di design alla condizione di surge, la regione a bassa quantità di moto presente verso lo shroud si estende nel canale fino ad una percentuale di span sempre più bassa (cioè comprende una porzione del canale sempre più vasta) e sempre più a monte. In pratica via via che ci si avvicina al surge lavorerà una porzione di pala sempre più ridotta, mentre il flusso tenderà a distribuirsi in regioni a più bassi span e sempre più limitate. Tale comportamento è confermato dalla distribuzione hub to shroud del Mach relativo al leading edge a diverse portate, riportato in Fig. 7.11.

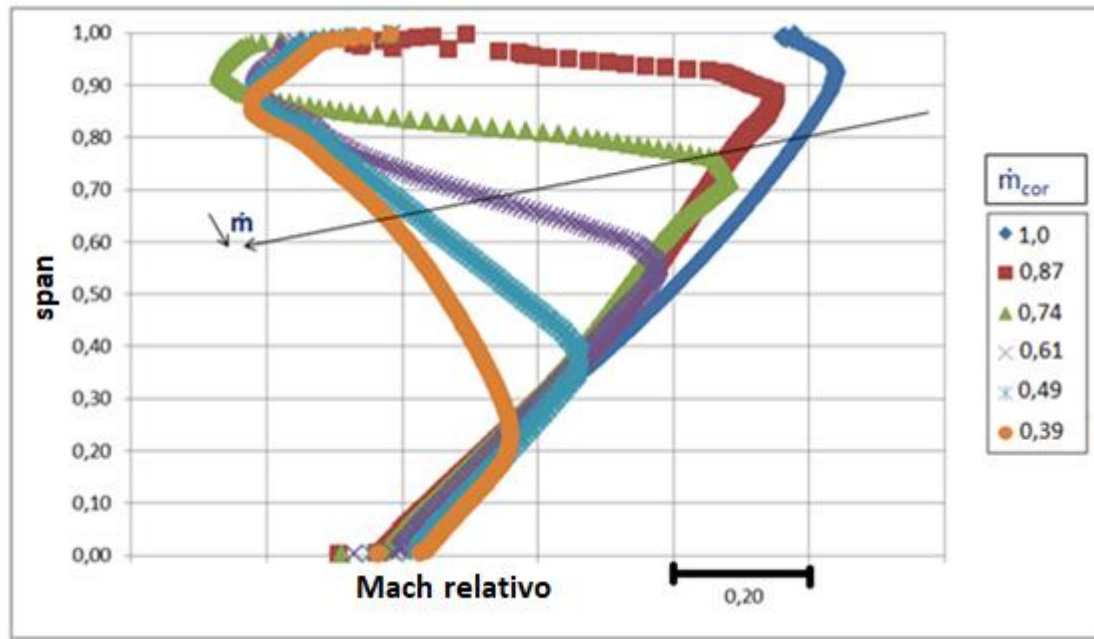


Fig. 7.11 – Distribuzioni hub to shroud Mach relativo al leading edge a diverse portate, $N_{cor}=1$ compressore C6

È evidente infatti come al ridursi della portata si verifichi un vero e proprio buco di Mach relativo, che dallo shroud comprende una porzione di canale sempre più estesa.

Si è mostrato in Fig. 7.8 come la regione di wake presente all'uscita del rotore sia sempre più estesa. Tale regione avrà chiaramente degli effetti sul diffusore. In particolare all'ingresso del diffusore sarà presente una zona a bassa quantità di moto in prossimità dello shroud dovuta proprio al posizionamento della zona di wake dall'uscita rotore, si veda Fig. 7.12. Inoltre siccome il wake presenta flussi ad elevato angolo di flusso assoluto, all'ingresso del diffusore in prossimità dello shroud si osserveranno valori dell'angolo elevato, Fig. 7.13.

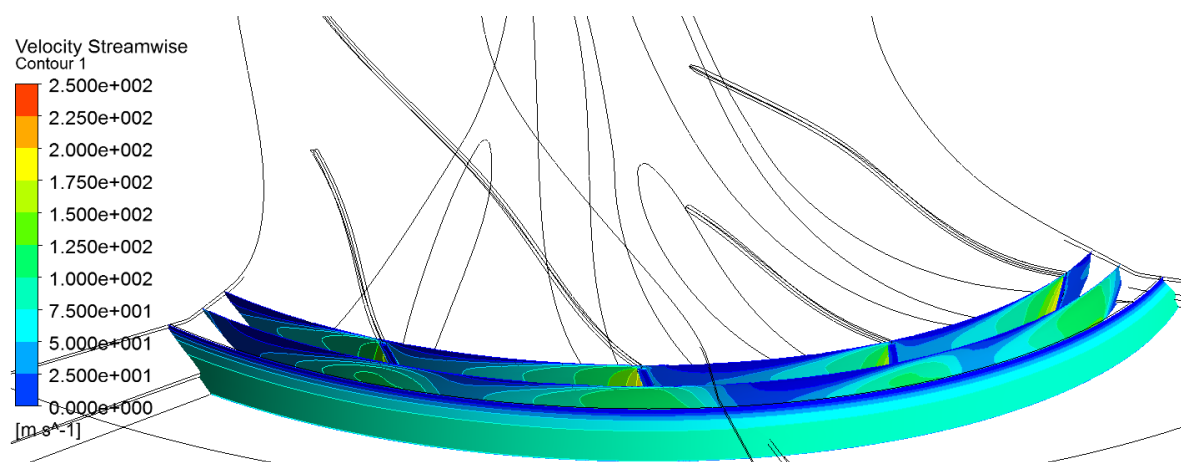


Fig. 7.12 – Contours della velocità meridiana in piani tra il trailing edge e l'ingresso diffusore, $\dot{m}_{cor}=0,39$ $N_{cor}=1$ compressore C6

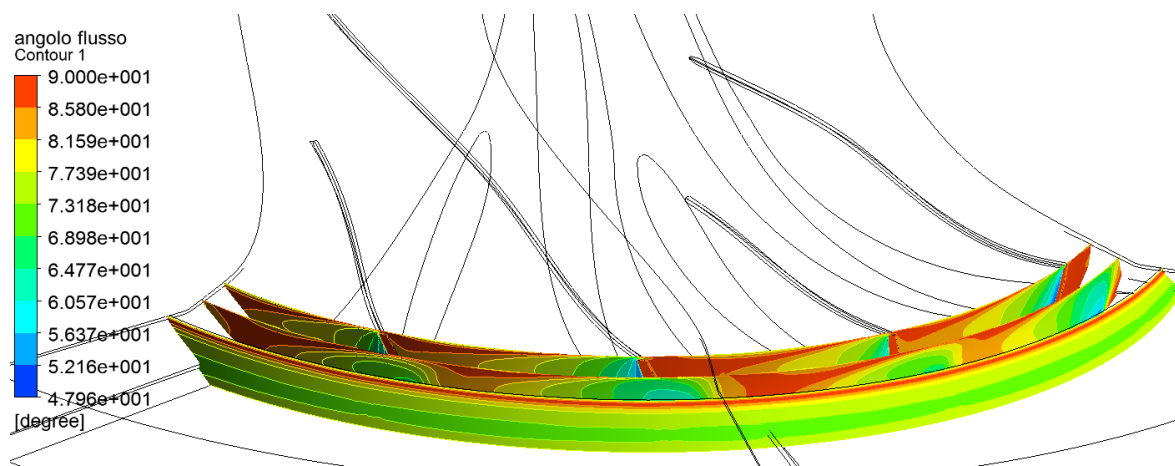


Fig. 7.13 – Contours dell'angolo di flusso assoluto in piani tra il trailing edge e l'ingresso diffusore, $\dot{m}_{cor}=0,39$ $N_{cor}=1$ compressore C6

Tali strutture di flusso, analizzate dalle precedenti immagini, porteranno a stallare il diffusore e conseguentemente l'intera macchina avrà un funzionamento instabile.

7.4.2 Alte velocità di rotazione

Si vuole adesso introdurre l'effetto della velocità di rotazione sull'analisi effettuata nel sotto-paragrafo precedente, col Simple model. In particolare in Fig. 7.14 si riportano le distribuzioni della velocità meridiana nel canale, mediata circonferenzialmente, al variare della velocità di rotazione, per la rispettiva condizione di surge.

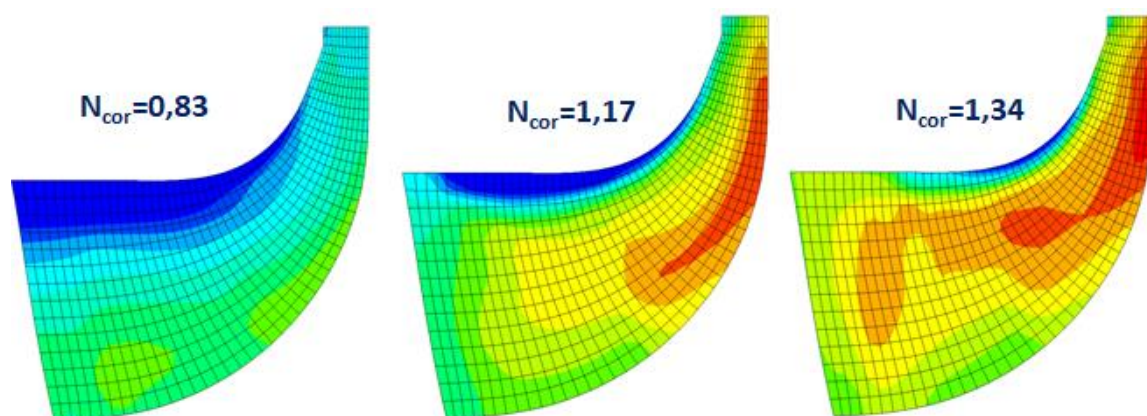


Fig. 7.14 – Distribuzioni della velocità meridiana nel canale meridiano mediata circonferenzialmente alla condizione di surge, al variare della velocità di rotazione, compressore C6

È subito evidente come la zona a bassa quantità di moto, descritta in precedenza per la velocità di design ($N_{cor}=1$), che raggiungeva un'estensione notevole alla condizione di surge, perde di importanza all'aumentare della velocità di rotazione. Infatti, al surge, quando $N_{cor}>1$ tale regione comprende percentuali di span sempre più ridotti e tale regione di flusso è sempre più schiacciata sulla parete dello shroud. Addirittura per $N_{cor}=1,34$ si

osserva come sia quasi totalmente assente tale regione e come non influenzi la struttura di flusso al leading edge. Quest'ultimo aspetto è confermato in Fig. 7.15 con le distribuzioni hub to shroud del Mach relativo al leading edge, al variare della velocità di rotazione, per le rispettive condizioni di surge.

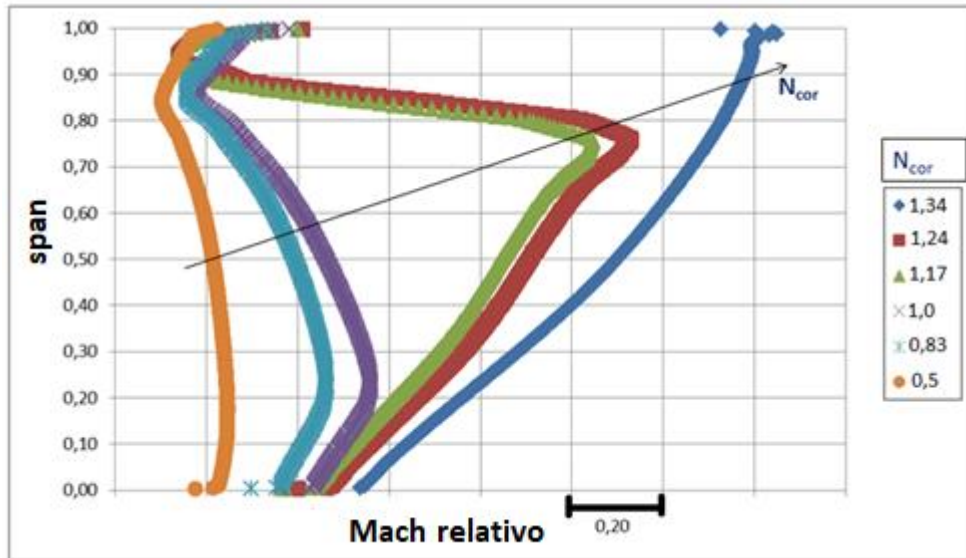


Fig. 7.15 – Distribuzioni hub to shroud Mach relativo al leading edge alla condizione di surge al variare della velocità di rotazione, compressore C6

Infatti se per le velocità di rotazione fino a quella di design nella condizione di surge si osservava un buco del Mach relativo già oltre il 40% di span, quando $N_{cor} > 1$ la zona a bassa quantità di moto si estende solo dall'80% di span ed infine per $N_{cor} = 1,34$ non si registrano per nulla cali di Mach relativo.

A questo punto si è voluto approfondire il motivo per cui alle alte velocità le separazioni e la regione a bassa quantità di moto siano così poco estese. In Fig. 7.16 si riportano le distribuzioni sul piano blade-to-blade al 50% di span del Mach relativo a diverse portate, per $N_{cor} = 1,34$.

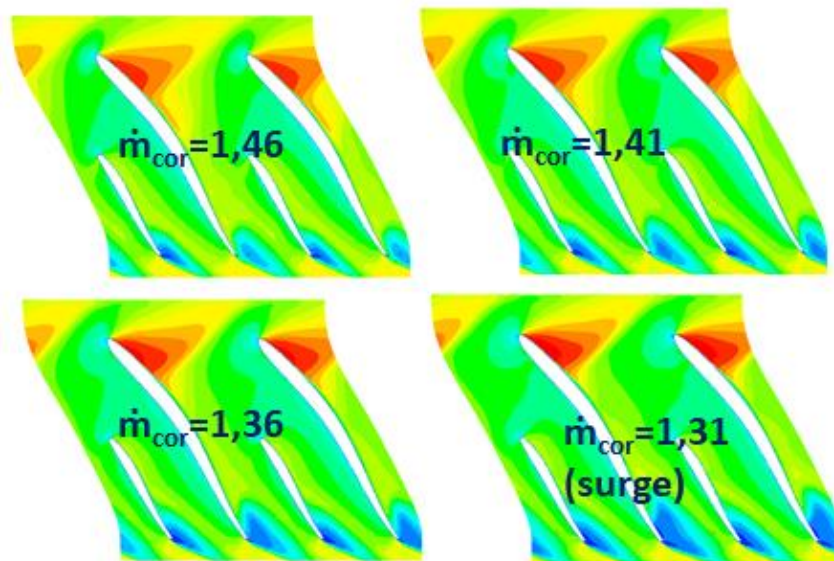


Fig. 7.16 – Distribuzioni di Mach relativo al 50% di span al variare della portata, $N_{cor}=1,34$ compressore C6

Da tale immagine si può notare come nel primo tratto della pala sulla suction side non siano presenti separazioni dovute all'aumento dell'incidenza, al ridursi della portata. Infatti nel primo tratto sono presenti delle regioni a Mach supersonico che tengono attaccato lo strato limite a parete. A causa della presenza di valori supersonici del Mach relativo (regioni con colori caldi) si viene però a creare nel canale un'onda d'urto, che riduce quasi istantaneamente il Mach a valori subsonici (regione verde). Le separazioni sulla suction side sono solo a valle dell'onda d'urto, che si osserva spostarsi a monte al ridursi della portata. Tuttavia tali separazioni createsi molto più a valle rispetto al caso a velocità di rotazione più basse, portano all'uscita delle regioni di separazione molto meno estese (vedasi la regione blu in prossimità dell'uscita della pala). Per capire cosa accade a span più elevati, in prossimità dello shroud, si sono riportati, per le stesse portate della figura precedente, i contours del Mach relativo al 90% di span in Fig. 7.17.

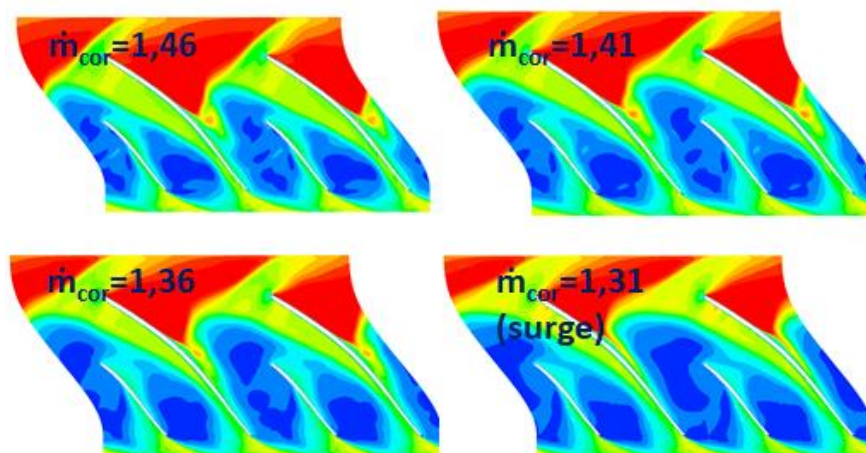


Fig. 7.17 – Distribuzioni di Mach relativo al 90% di span al variare della portata, $N_{cor}=1,34$ compressore C6

Al 90% di span sono evidenti delle regioni a basso Mach relativo che si estendono per oltre metà della corda. Tali regioni sono localizzate immediatamente a valle dell'onda d'urto, che è ancora più evidente che al midspan. Al diminuire della portata, la principale differenza riguarda la posizione dell'onda d'urto che tende a risalire più a monte nel canale palare e con essa ad estendersi più a monte la regione a bassa quantità di moto. Per trovare la spiegazione e l'origine di questa regione di stagnazione in Fig. 7.18 si riportano le linee di corrente della porzione di flusso tra il 90% di span e lo shroud, a diverse portate, per $N_{cor}=1,34$.

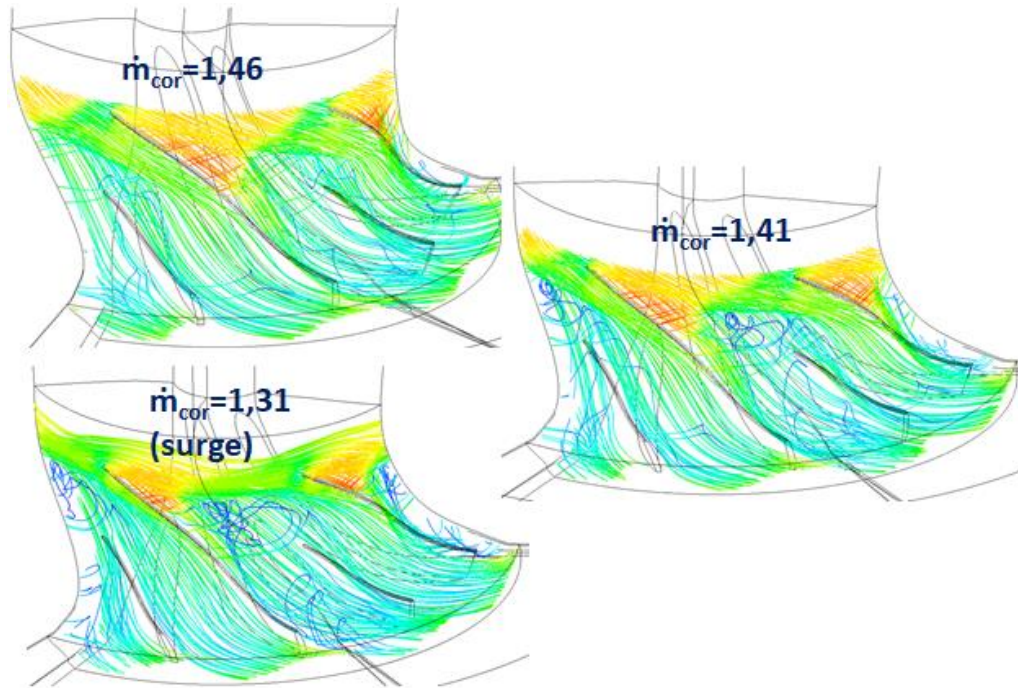


Fig. 7.18 – Linee di corrente della porzione oltre il 90% di span al ridursi della portata, $N_{cor}=1,34$ compressore C6

Grazie infatti a tale visualizzazione è possibile notare come al passaggio dell'onda d'urto il tip leakage vortex si rompe e cambia traiettoria. È proprio in seguito a questa rottura che nasce la regione di stagnazione in mezzo al canale. Chiaramente al ridursi della portata l'onda tende a posizionarsi più a monte, allora il breaking down del vortice avverrà prima e con esso la regione di stagnazione nascerà prima. Tale fenomeno avviene nei compressori transonici, come descritto da Hembera et al (2008). Seguendo la struttura di flusso in diversi piani hub to shroud dentro al canale è possibile vedere come evolve il flusso verso valle alle alte velocità, per il punto operativo $\dot{m}_{cor}=1,41$ $N_{cor}=1,34$, Fig. 7.19.

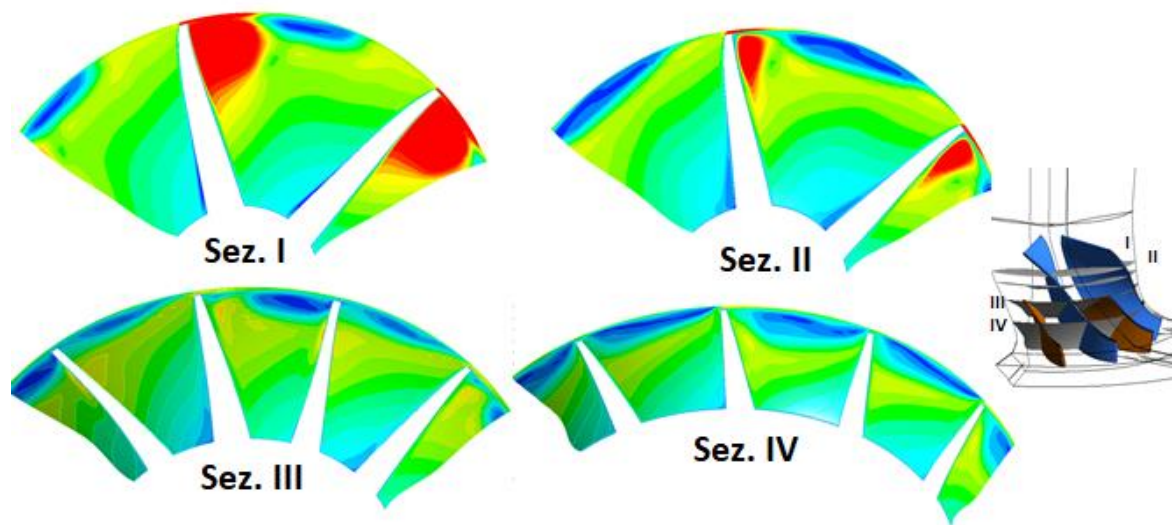


Fig. 7.19 – Distribuzioni di Mach relativo in piani hub to shroud verso valle, sezioni I-II-III-IV: $\dot{m}_{cor}=1,41$ $N_{cor}=1,34$ compressore C6

Nel piano I è evidente come la zona a basso Mach sia collocata sullo shroud, immediatamente dopo l'onda d'urto. Negli altri piani più a valle si vede come la regione di stagnazione dovuta alla rottura del vortice al passaggio dell'onda d'urto non subisce più ingrossamenti scendendo ulteriormente più a valle e rimane limitata in una zona prossima allo shroud molto limitata.

7.4.3 Considerazioni

Da tutta questa analisi è allora evidente come il fenomeno che porta in surge la macchina alle alte velocità di rotazione sia profondamente diverso, da quello descritto per le basse velocità. Infatti la regione di stagnazione che era molto estesa alle basse velocità in condizione di surge, comprendendo oltre metà dell'altezza di pala, adesso è limitata solo in prossimità dello shroud. Per spiegare ulteriormente le differenze che avvengono nei due diversi regimi di velocità di rotazione Cumpsty (1989) fa riferimento al numero di Rossby, riportato nella equazione (7.1):

$$Ro = \frac{W}{\omega R_n} \quad (7.1)$$

ove W rappresenta il valore della velocità relativa (calcolata nella regione di stagnazione), ω la velocità di rotazione dell'impeller e R_n la curvatura della linea di corrente. In pratica con tale numero è possibile prevedere se i flussi secondari, descritti in precedenza, tendano maggiormente a seguire gli effetti di curvatura del compressore o gli effetti di rotazione. In particolare un Ro alto significa che a dominare sono gli effetti di curvatura (quindi i flussi secondari tendono a muoversi verso lo shroud), mentre un Ro basso significa che a dominare sono gli effetti di rotazione (quindi i flussi secondari tendono a collocarsi sulla suction side). Infatti si sono descritte le diverse origini delle regioni di separazioni e zone di stagnazione, ma per capire la loro reale collocazione e come essi tendano a muoversi, diventa molto utile il numero di Rossby. I flussi secondari sono generati quando un flusso primario con pressione di stagnazione non uniforme è soggetto ad accelerazioni

perpendicolari alla direzione della linea di corrente principale. Queste accelerazioni laterali in un compressore centrifugo sono prodotte dagli effetti di Coriolis e dalle curvature presenti. In particolare però ne incontriamo due curvature:

- nel piano meridiano, le curvature relative allo shroud e all'hub
- nel piano blade-to-blade la curvatura della camber della pala.

Innanzitutto se per un punto operativo (con una determinata W e ω) si calcola un numero di Rossby per il piano meridiano e uno per il piano blade-to-blade si evince facilmente come in una macchina radiale la curvatura predominante sia quella del piano meridiano, infatti il raggio di curvatura del piano blade-to-blade è molto più grande rispetto a quella del piano meridiano. Se io volessi invece calcolarmi il Ro , a parità di velocità di rotazione, alla portata di best efficiency e confrontarlo con quello alla condizione di surge, vedrei come nel primo caso Ro tenderebbe all'unità, mentre verso il surge, diminuendo la velocità relativa, avrei un Ro più basso. Dunque è possibile evincere come al ridursi della portata, su una speedline, il Ro si abbassi, ovvero i flussi secondari tenderanno a collocarsi più sulla suction side che sullo shroud.

Infine se si calcola il numero di Ro di due condizioni di surge, ma a diverse velocità di rotazione, è possibile verificare come all'aumentare delle velocità di rotazione Ro aumenti e conseguentemente le zone di separazione tenderanno a essere schiacciate sullo shroud, poiché a dominare saranno gli effetti di curvatura del piano meridiano.

Dunque alle alte velocità di rotazione si è descritto come le separazioni che si originano siano ridotte per la presenza di Mach supersonici nel primo tratto di pala, ma come piuttosto sia il breaking down del tip vortex a innescare la nascita della regione di stagnazione, che però tenderà a essere schiacciata sullo shroud a causa della prevalenza degli effetti di curvatura, rispetto a quelli di rotazione (più importanti invece alle basse velocità).

Per tutte queste considerazioni è possibile intuire come alle alte velocità i fenomeni che conducono il compressore al surge siano profondamente diversi rispetto a quelli che avvengono alle basse velocità ed inoltre come il Simple model non riesce a rilevare tale fenomeno. È necessario allora utilizzare un modello più completo, inclusivo della voluta, per conoscere il reale fenomeno che induce in surge il compressore alle alte velocità.

7.5 Analisi di flusso mediante modello CFD 3D instazionario

Per capire allora il reale fenomeno fluidodinamico che avviene alle alte velocità di rotazione si è fatto ricorso a simulazioni CFD complete instazionarie. L'analisi è effettuata sul compressore C6 alla velocità $N_{cor}=1,17$. Innanzitutto in Fig. 7.20 si è riportato l'andamento nel tempo della pressione statica sul piano di uscita della voluta, per tre diverse portate a $N_{cor}=1,17$.

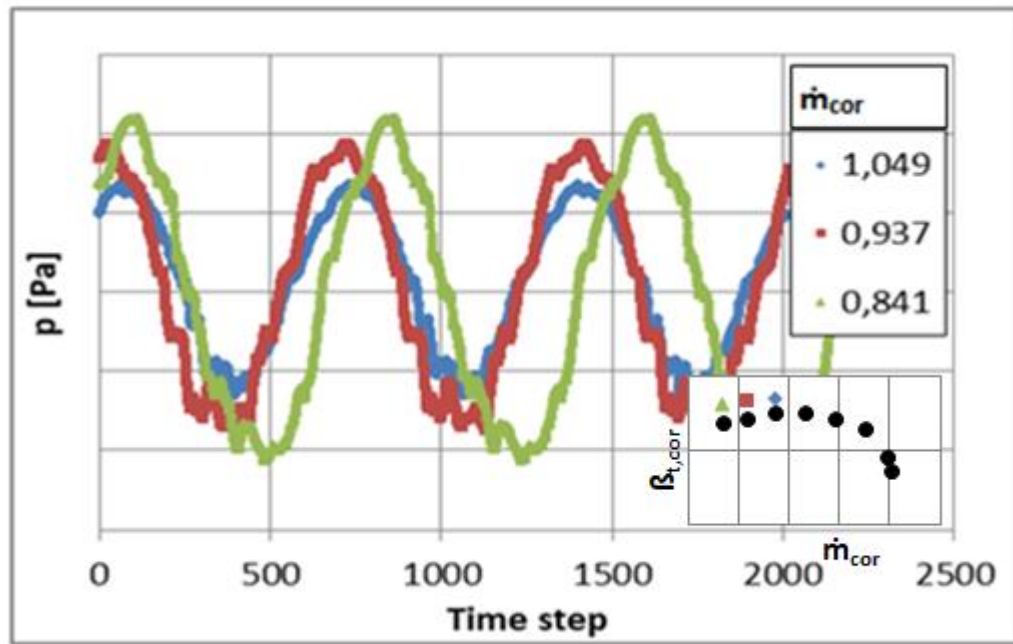


Fig. 7.20 – Andamento della pressione statica mediata rispetto alla portata all'uscita della voluta a diverse portate, $N_{cor}=1,34$ compressore C6

La curva caratteristica in tale speedline presenta un tratto con pendenza positiva molto prima della condizione di surge. Solo in questo tratto inoltre le soluzioni CFD instazionarie presentano oscillazioni di pressione con le caratteristiche riportate in Tab. 7.3.

Tab. 7.3 – Oscillazioni di pressione all'uscita voluta, compressore C6 a $N_{cor}=1,17$

\dot{m}_{cor}	T [timestep]	f_{oscill}/f_{rev}	Semi ampiezza
1,049	670	9%	8,5%
0,937	695	8,6%	11,5%
0,841	750	8%	13,8%

In pratica man mano che ci avviciniamo alla condizione di surge si osservano oscillazioni sempre più ampie e con un periodo maggiore. Anche nel lavoro di Grondin et al (2018) viene mostrato un simile comportamento alle alte velocità per i punti operativi oltre il picco. Gli autori chiamano tale fenomeno instabilità rotanti e si verificano prima del deep surge. Per poter meglio approfondire i fenomeni che si verificano in tale area della mappa del compressore sono state collocate dei punti di monitoraggio (probe) nel diffusore e in prossimità del leading edge, come in Fig. 7.21.

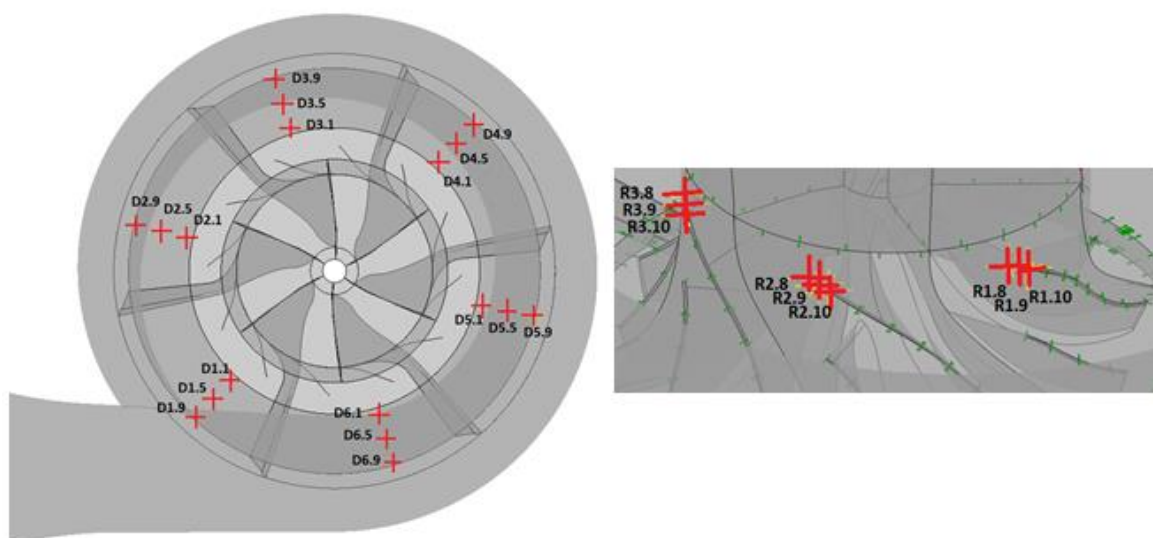


Fig. 7.21 – Localizzazione delle sonde numeriche sul diffusore e in prossimità del leading edge del compressore C6

In particolare sono state collocate tre sonde sulla cassa in prossimità di ogni bordo d'attacco delle pale e tre sonde sulla cassa di ogni canale diffusorico (equispaziate circonferenzialmente) a diversi raggi ($r/R_4=1.1-1.5-1.9$). Le principali differenze individuate tra tutti i monitor del diffusore sono state riportate con le sonde D1.9 e D4.9 in Fig. 7.22.

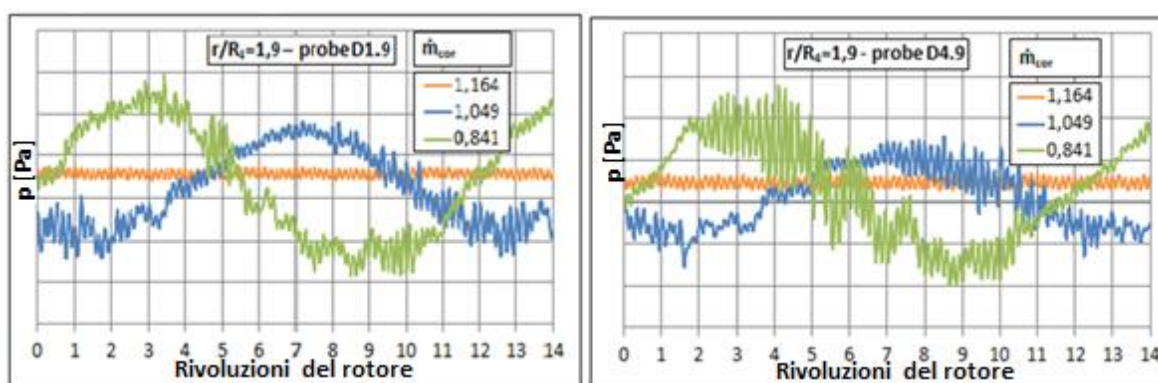


Fig. 7.22 – Segnali di pressione delle sonde localizzate a $r/R_4=1.9$, a diverse portate, per il compressore C6 a $N_{cor}=1,17$: (a sinistra) sonda D1.9, (a destra) sonda D4.9

Innanzitutto alla portata $\dot{m}_{cor}=1,164$ (non ancora nel tratto di mappa a pendenza positiva) i segnali presentano una perfetta periodicità legata esclusivamente al passaggio palare. È per le portate sul tratto di mappa a pendenza positiva che vengono invece individuate delle oscillazioni a bassa frequenza, come precedentemente descritto in Tab. 7.4. La principale differenza tra la D1.9 (collocata in prossimità della lingua della voluta) e la sonda D4.9 (posta a circa 180° dalla lingua) consiste nella diversa ampiezza delle oscillazioni ad alta frequenza rilevate. Infatti per la portata $\dot{m}_{cor}=0,841$, tra la seconda e la settima rivoluzione

completa del rotore, il segnale in posizione opposta alla lingua della voluta ha rilevato oscillazioni ad alta frequenza più ampie.

Per non rendere la trattazione troppo pesante i segnali delle altre sonde sul diffusore non sono stati riportati, ma si è osservato come allontanandoci circonferenzialmente dalla sonda D4.9 i disturbi ad alta frequenza decrescono via via in ampiezza. Grazie a questo tipo di analisi è evidente come ci troviamo di fronte ad un fenomeno localizzato. Un simile comportamento è stato peraltro trovato da Zhang et al (2018). Per capire cosa realmente succede in tale posizione si sono riportate in Fig. 7.23 le distribuzioni di velocità radiale al 70% di span del diffusore e quelle di entropia al leading edge, a diversi istanti temporali, in condizione near surge.

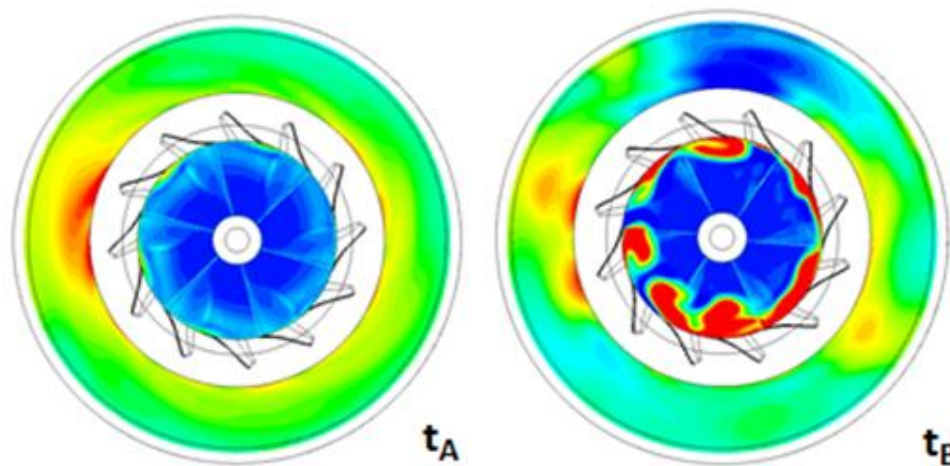


Fig. 7.23 – Distribuzioni di velocità radiale al 70% di span del diffusore e dell'entropia al leading edge a due istanti diversi, compressore C6 a $N_{cor}=1,17$ in condizioni near surge ($\dot{m}_{cor}=0.937$)

Si è potuto constatare come, sempre nella stessa posizione (circa a 180° dalla lingua della voluta), si viene a creare una cella di stallo (regione blu). Essa si origina periodicamente e sempre nella stessa posizione. Tale cella influenza a monte il rotore, infatti valori di entropia (parametro legato ai fenomeni dissipativi) più elevati sono stati riscontrati al leading edge, contemporaneamente alla cella di stallo sul diffusore. Tale influenza a monte viene rilevata anche con i segnali di pressione sul leading edge riportati in Fig. 7.24.

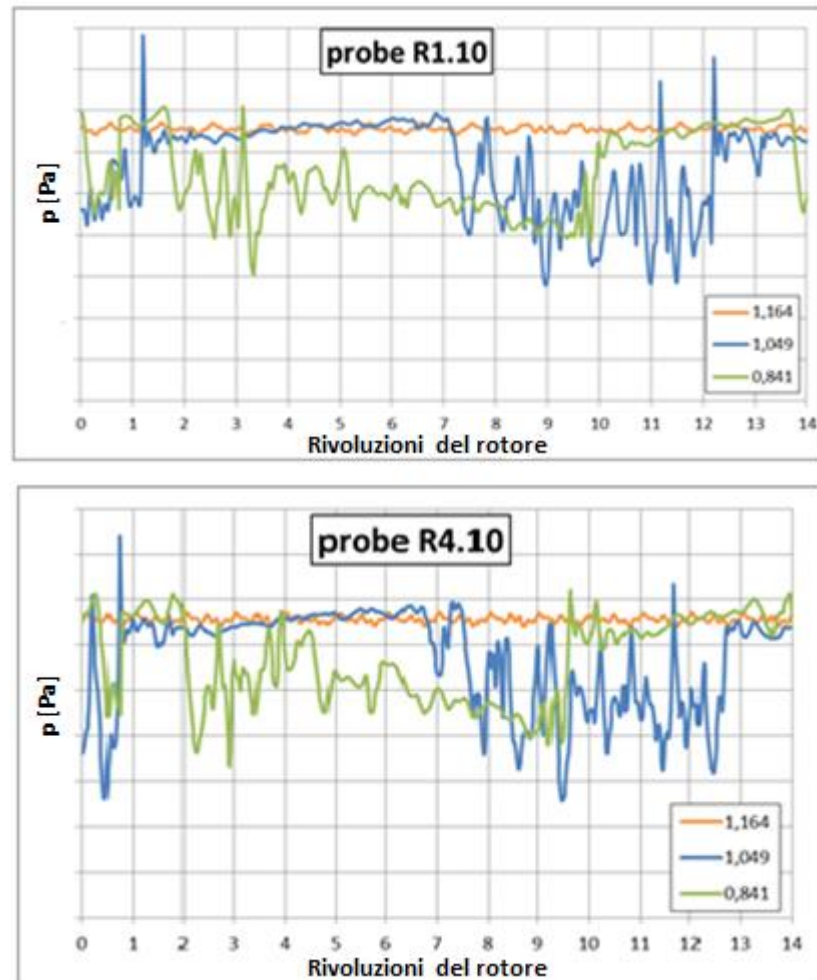


Fig. 7.24 – Segnali di pressione delle sonde localizzate al leading edge, a diverse portate, per il compressore C6 a $N_{cor}=1,17$: (sopra) sonda R1.10, (sotto) sonda R4.10

Infatti si osserva come per i punti operativi collocati nel tratto di mappa con pendenza positiva, le sonde poste in prossimità del leading edge rilevano dei bruschi cali di pressione negli istanti temporali in cui veniva rilevata la cella di stallo del diffusore e i disturbi ad alta frequenza della sonda D4.9.

L'interazione tra la cella di stallo del diffusore e il rotore è stata inoltre spiegata attraverso la distribuzione istantanea (all'istante t_b : istante in cui è presente la cella) sul piano blade-to-blade del Mach relativo al 50% di span, riportata in Fig. 7.25.

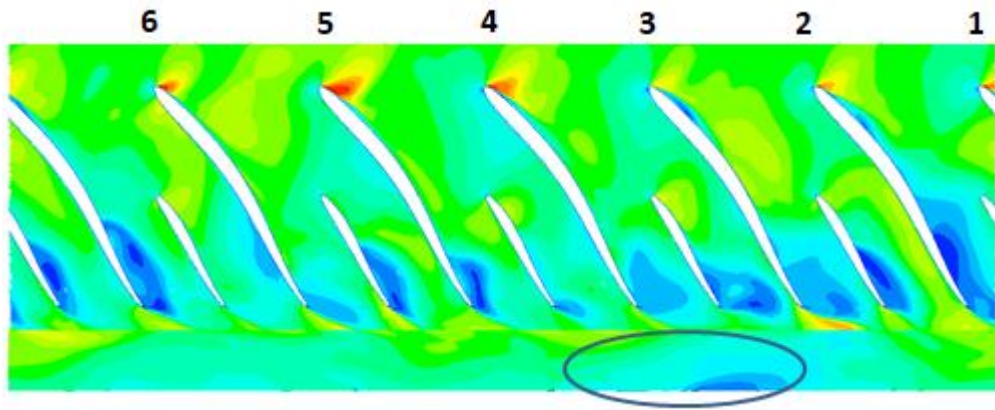


Fig. 7.25 – Contours nell'istante t_b del Mach relativo sul piano blade-to-blade al 50% di span, compressore C6 a $N_{cor}=1.17$ in condizioni near surge ($\dot{m}_{cor}=0.937$)

In pratica nei canali palari che contengono a valle la cella di stallo sul diffusore, ossia quello tra le pale 3 e 4 e parzialmente quello tra le pale 4 e 5, il passaggio del flusso principale dall'ingresso sarà parzialmente ostruito da tale cella. Il flusso allora tenderà a ridistribuirsi nei canali immediatamente adiacenti aumentandone l'incidenza su tali pale. In particolare è possibile osservare come sulle pale 3, 2 e 1 siano presenti delle separazioni sulle suction side più elevate rispetto alle altre tre pale. Entrando più nel dettaglio in Fig. 7.26 si riportano i vettori di velocità relativa sullo stesso piano nello stesso istante.

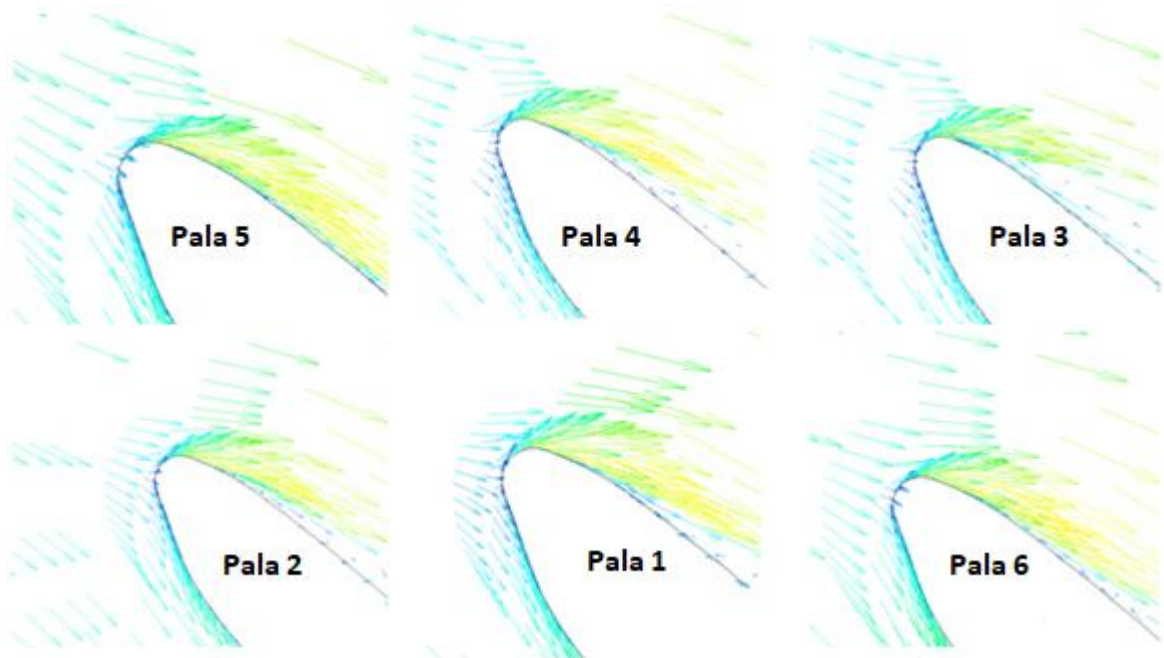


Fig. 7.26 – Vettori di velocità relativa sui bordi di attacco al 50% di span nell'istante t_b , condizione near surge ($\dot{m}_{cor}=0.937$) a $N_{cor}=1.17$ compressore C6

La cella di stallo del diffusore ostruisce i vani rotorici 3-4 e 2-3, per tale ragione il flusso tende a ridistribuirsi nei canali successivi, causando un aumento dell'incidenza sulle pale 3,

2 e 1 poiché aumenta la componente tangenziale della velocità. Al contrario l'incidenza diminuisce sulle pale 5 e 6, proprio per questo sono presenti minori separazioni su tali pale.

Infine se ripetiamo la stessa analisi per una portata inferiore, ossia quella di surge, è possibile evidenziare grazie alla Fig. 7.27, come la cella di stallo, che si viene a creare nel diffusore (in posizione opposta alla lingua della voluta), raggiunga periodicamente un'estensione massima circonferenziale molto più estesa che in Fig. 7.23.

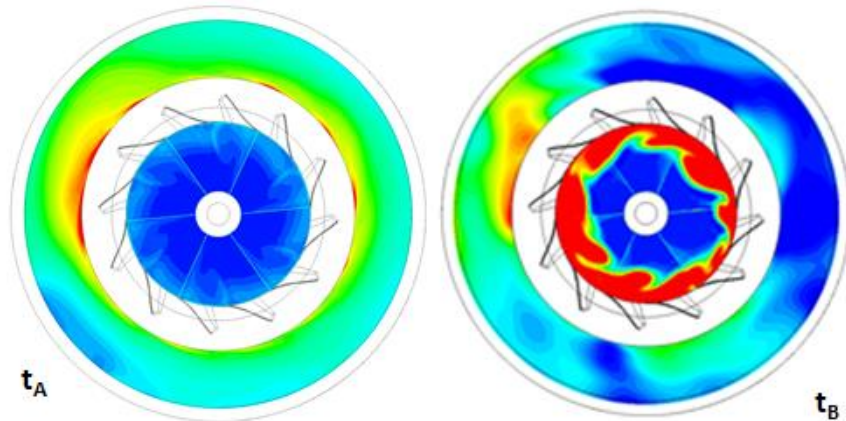


Fig. 7.27 – Distribuzioni di velocità radiale al 70% di span del diffusore e dell'entropia al leading edge a due istanti diversi, compressore C6 a $N_{cor}=1,17$ in condizioni di surge ($\dot{m}_{cor}=0.841$)

In tale condizione verranno interessati oltre metà dei vani rotorici presenti e per tale ragione il flusso al leading edge sarà maggiormente disturbato (entropia elevata) per il meccanismo di ri-distribuzione del flusso, portando così l'intero compressore ad una condizione di funzionamento instabile.

Una possibile spiegazione nella nascita del precedente fenomeno localizzato (cella di stallo) può essere trovata nella distribuzione di pressione fortemente asimmetrica che induce la voluta in condizioni di off-design (Zhang et al, 2018). Tale caratteristica viene mostrata in Fig. 7.28 attraverso la distribuzione circonferenziale di pressione (mediata nel tempo) nella voluta, per diverse portate, su una curva a velocità di rotazione costante.

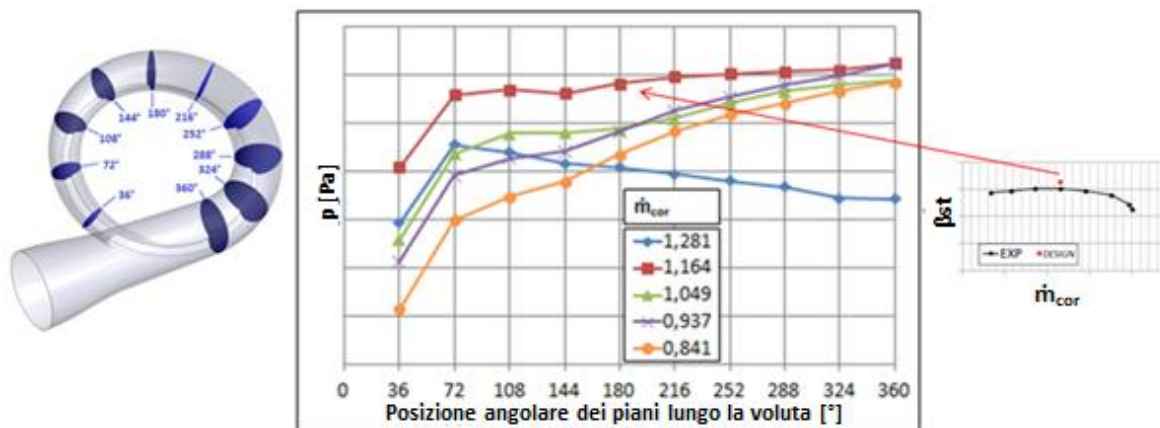


Fig. 7.28 – Distribuzione circonferenziale di pressione (mediata nel tempo) dentro la voluta per diverse portate, compressore C6 a $N_{cor}=1,17$

Da questo grafico è stato possibile evidenziare come solo alla portata corrispondente al picco delle curva delle performance di tale speed line ($\dot{m}_{cor}=1,164$) la pressione statica nella voluta sia pressoché costante all'interno della voluta. Se andiamo verso una portata superiore ($\dot{m}_{cor}=1,281$) la voluta diventa espandente con una distribuzione di pressione che diminuisce dalla sezione a 72° fino a quella a 360° . Al contrario per portate inferiori il gradiente di pressione circonferenziale nella voluta è positivo. In particolare si osserva come al diminuire della portata tale gradiente diventi sempre più grande, generando a monte una contropressione sempre più forte.

Un'ulteriore evidenza di come la voluta abbia un forte impatto alle alte velocità è riportata in Fig. 7.29 attraverso gli andamenti dei C_p nel diffusore a diverse velocità di rotazione. In particolare si sono riportati gli andamenti dei C_p con diversi modelli CFD.

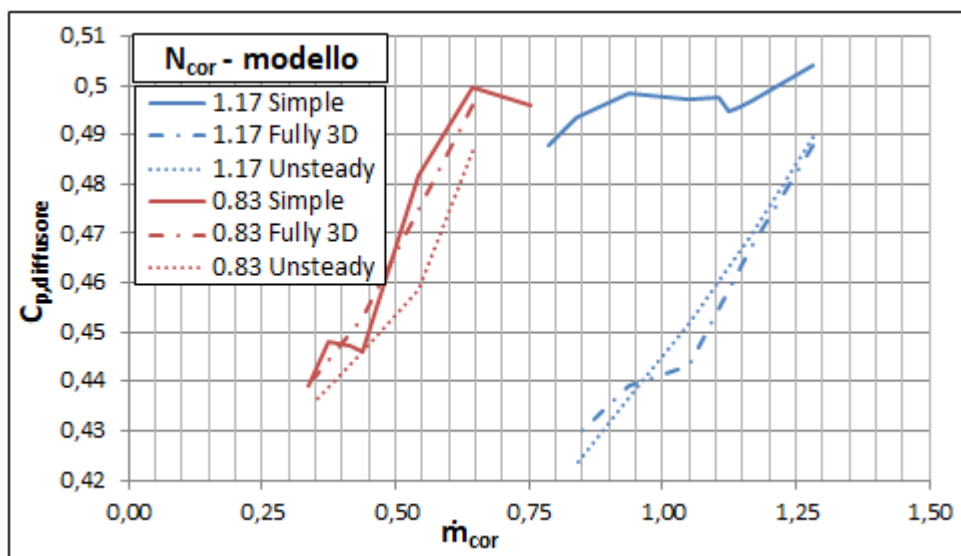


Fig. 7.29 – Confronto del C_p nel diffusore tra Simple model, fully 3D e unsteady, a diverse velocità rotazione, compressore C6

Si evince che solo alle alte velocità la voluta presenta un certo impatto sull'intera macchina, a cominciare dal diffusore, infatti per $N_{cor}=1,17$, al ridursi della portata vi è una deviazione tra il C_p calcolato col Simple model, rispetto a quello con i modelli completi comprensivi di voluta (sia il Fully 3D, sia l'Unsteady). Al contrario alle basse velocità ($N_{cor}=0,83$) non vi sono particolari differenze nei C_p ottenuti coi diversi modelli CFD.

8. Sviluppo di criteri di previsione del limite di stabilità in compressori centrifughi con diffusore non palettato

8.1 Introduzione

L'analisi di flusso svolta nel capitolo precedente sul compressore C6 ha permesso di individuare e studiare i principali fenomeni che portano un compressore centrifugo con diffusore non palettato ad un funzionamento instabile. Tale analisi ha permesso innanzitutto di osservare come i fenomeni collegati al surge siano profondamente diversi alle basse e alle alte velocità. Per tale motivo sono stati sviluppati in questa tesi diversi criteri di previsione del limite di stabilità a seconda del campo di velocità di rotazione. In Tab. 8.1 si riporta lo schema dei criteri proposti e sviluppati per l'appropriato campo di applicazione.

Tab. 8.1 – Classificazione dei criteri di previsione limite di stabilità

$N_{cor} \leq 1$	$N_{cor} > 1$
Angolo critico	Criterio della voluta
Zona ricircolazione	
Diffusion ratio dell'impeller	

Siccome l'obiettivo di questa tesi è quella di sviluppare dei criteri di previsione basati su modelli CFD semplificati, alle basse velocità ($N_{cor} \leq 1$) verrà impiegato il Simple model, invece alle alte velocità ($N_{cor} > 1$) il modello "Only volute". Infatti grazie all'analisi del capitolo precedente si è evidenziato come i principali fenomeni legati al surge alle basse velocità siano perfettamente catturati dal Simple model, mentre alle alte velocità la voluta diventa il componente chiave.

I compressori impiegati per l'applicazione dei vari criteri di previsione sono sommariamente riportati in Tab. 8.2.

Tab. 8.2 – Dataset di compressori con diffusore palettato

C4	turbo-sovralimentazione
C5	propulsione
C6	turbo-sovralimentazione

Come già descritto nel Capitolo 3 i compressori C4 e C6 sono di applicazione automotive per la sovralimentazione, mentre il C5 è un compressore di più grosse dimensioni e abbondantemente studiato da Krain et al (2002).

8.2 Criterio dell'angolo critico

L'attenzione è stata focalizzata sulla zona di ingresso diffusore che è considerata la più critica per i compressori centrifughi con diffusore non palettato (Senoo e Kinoshita, 1977), (Senoo e Nishi, 1977). Senoo definì l'angolo di flusso assoluto all'ingresso del diffusore come il parametro adatto per individuare lo stallo rotante; egli sviluppò un'equazione per individuare il valore critico di tale angolo in funzione della geometria del diffusore, in particolare col raggio di ingresso diffusore e con l'altezza del canale in tale sezione (Senoo e Kinoshita, 1978). In tal modo con l'equazione (8.1) è possibile definire un valore di angolo critico per ogni compressore centrifugo.

$$\alpha_c = 90 - \left(4.09685 + \left(93.2669 * \left(\frac{b_4}{r_4} \right) \right) - \left(229.774 * \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^2 \right) + \left(4953.57 * \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^3 \right) - \left(51284.8 * \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^4 \right) + \left(136173 * \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^5 \right) \right) \quad (8.1)$$

Effettuando un'analisi di dettaglio con la distribuzione lungo lo span dell'angolo di flusso assoluto all'ingresso del diffusore è possibile mostrare come valori di angolo superiori di quello critico sono rilevati, sopra un certo valore di span, anche per i punti operativi stabili prima del surge. A tal proposito in Fig. 8.1 si riporta l'andamento lungo lo span all'ingresso del diffusore dell'angolo di flusso assoluto a diverse portate su una curva a velocità di rotazione costante.

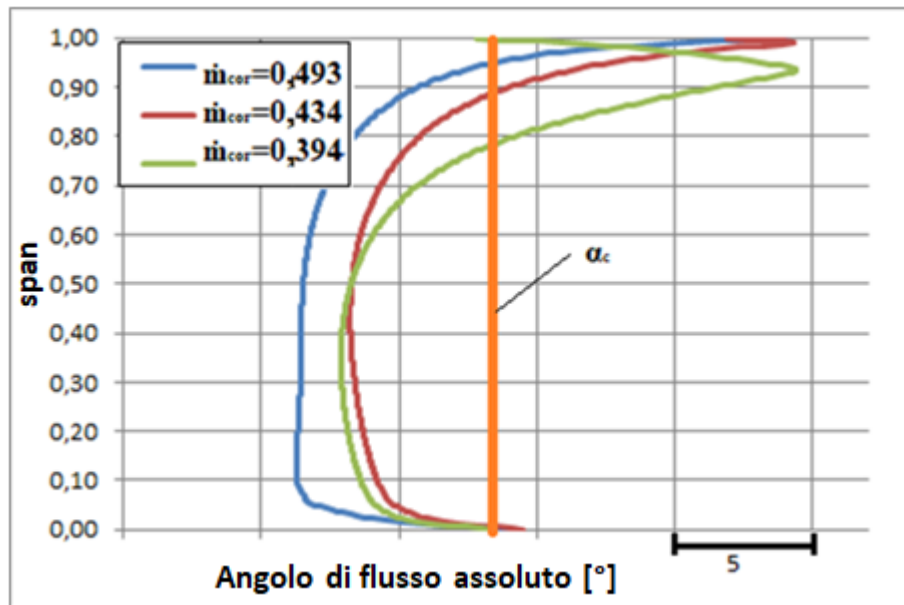


Fig. 8.1 – Distribuzione lungo lo span dell'angolo di flusso assoluto all'ingresso del diffusore a diverse portate, compressore C6 a $N_{cor}=1$

Con tale grafico è possibile osservare come l'angolo critico (evidenziato con la linea arancione) viene oltrepassato, in prossimità dello shroud, per percentuali di span (definite con il parametro S) sempre più ampie al diminuire della portata. Allora seguendo questa osservazione si è sviluppato un criterio per individuare la portata limite basato proprio sulla percentuale di span S che oltrepassa l'angolo critico.

Per individuare il valore della percentuale di span critica (che chiameremo S_{critic}) che oltrepassa il valore dell'angolo calcolato con la relazione di Senoo, si sono riportati gli andamenti di S al variare della portata, come in Fig. 8.2 e osservato che, alla portata di surge sperimentale, il parametro S assume all'incirca lo stesso valore, ossia $S_{critic}=20$. Tale valore è stato individuato estendendo lo stesso procedimento anche ai compressori C4 e C5.

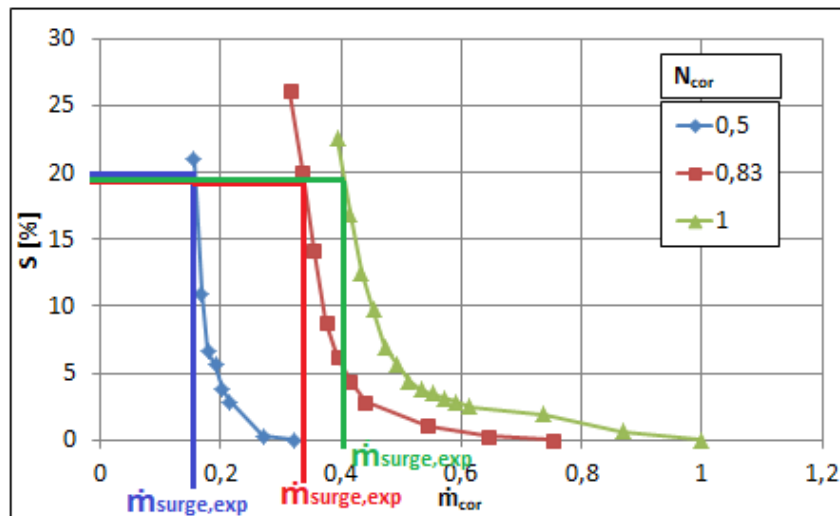


Fig. 8.2 – Variazioni di S a diversi velocità di rotazione, compressore C6

A questo punto il criterio sviluppato in questa tesi permette di individuare la portata limite effettuando una campagna di simulazioni CFD, per ogni velocità di rotazione al variare della portata, con il modello Simple model, calcolando il parametro S in funzione della portata. Fissato allora il valore di $S_{critic}=20$ è possibile individuare la portata limite ottenuta con tale procedura CFD su modello semplice, commettendo i seguenti errori percentuali rispetto alla portata di surge sperimentale, Tab. 8.3.

Tab. 8.3 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta col metodo S

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	0,9	1,8	7,4
C5	N_{cor}	0,6	0,7	0,8
	Errore [%]	8,2	6,5	5,2
C6	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	5,9	7,5	2,1

I risultati riportati in tabella mostrano errori sempre a di sotto del 9%, dunque tale criterio permette di stimare la portata limite nei compressori centrifughi con diffusore non palettato con un'affidabilità migliore rispetto all'approccio con lo Stability parameter.

8.3 Criterio della zona di ricircolazione

Dopo un approfondito post-processing dei risultati CFD si è osservato che nella zona di ingresso diffusore fosse presente una zona di ricircolazione del flusso, in prossimità dello shroud, per i punti operativi vicini alla portata limite, Fig. 8.3. In particolare si è osservato come al ridursi della portata tale zona di ricircolo si estendeva lungo lo span maggiormente.



Fig. 8.3 – Zona di ricircolazione all'ingresso del diffusore a portate near surge: (a destra) distribuzione di velocità radiale

Tale zona di ricircolazione (evidenziata con il colore blu, che rappresenta valori negativi della velocità negativa) è collegata alla struttura di flusso del jet and wake all'uscita del rotore, come descritto in precedenza. Come criterio si è pensato di quantificare la percentuale di span all'ingresso del diffusore avente velocità radiale negativa. Per poter quantificare tale valore (che chiameremo B) è stato utilizzato il database con tutte le simulazioni CFD su compressori con diffusori non palettati e sono state riportate le distribuzioni lungo lo span all'ingresso del diffusore della velocità radiale, come in Fig. 8.4, mentre in Tab. 8.4 si sono riportati per tutti i compressori i valori del parametro B alla portata di surge sperimentale così da poterne individuare il valore critico.

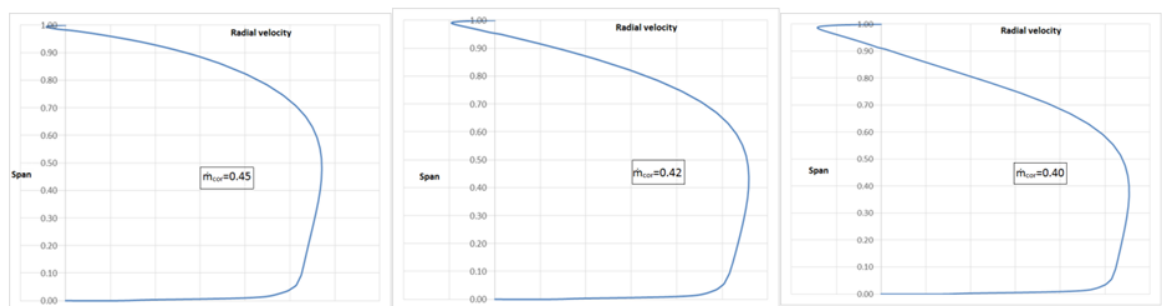


Fig. 8.4 – Distribuzioni lungo lo span della velocità radiale a diverse portate all'ingresso del diffusore

Tab. 8.4 – Valori di B alla portata di surge sperimentale

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	B [%]	8,7	6,4	7,4
C5	N_{cor}	0,6	0,7	0,8
	B [%]	13,7	11	11,5
C6	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	B [%]	5,6	2,8	4,5

In questo caso è possibile osservare come ogni compressore presenti un proprio valore del parametro B critico, mentre non è possibile identificarne un valore unico valido per tutti i compressori come per il criterio dell'angolo visto nel sotto-paragrafo precedente. In particolare si potrebbero identificare i seguenti valori critici per ogni configurazione effettuando la media aritmetica dei valori riportati in tabella: 7,5 per il compressore C4, 12 per C5 e 4,3 per C6. Per poter però identificare un criterio generale è necessario collegare B_{critic} ad alcuni parametri legati agli effetti fluidodinamici che controllano la zona di ricircolazione. Così è stato considerato il gradiente radiale di pressione statica tra l'ingresso e l'uscita del diffusore, riportato in Fig. 8.5 per diverse portate ed in Fig. 8.6 a diverse velocità di rotazione.

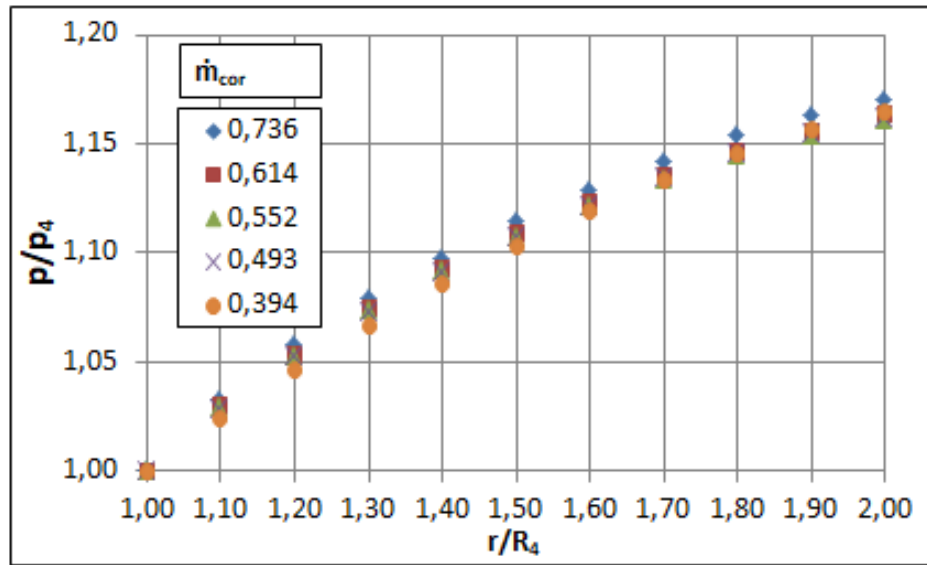


Fig. 8.5 – Distribuzione del gradiente di pressione statica dentro il diffusore a diverse portate, compressore C6 a $N_{cor}=1$

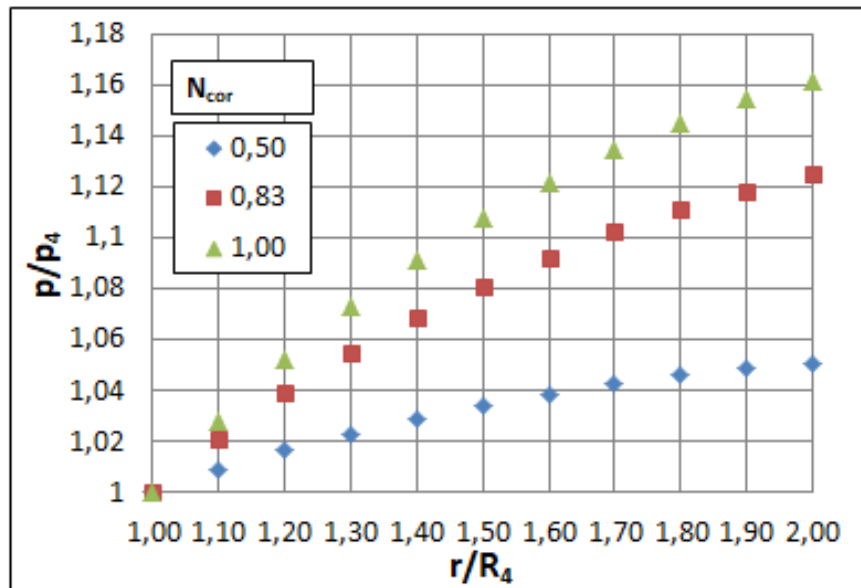


Fig. 8.6 – Distribuzione del gradiente di pressione statica dentro il diffusore al surge a diverse velocità di rotazione, compressore C6

Attraverso l'analisi di tali grafici si è osservato come il gradiente di pressione nel diffusore non cambia (per una data velocità di rotazione) con la portata, mentre cresce con la velocità di rotazione. Perciò un singolo valore di p/p_4 all'uscita del diffusore può essere calcolato, in base alla velocità di rotazione, a causa dell'indipendenza di tale parametro con la portata. Seguendo i risultati della Tab. 8.4 e assumendo che B_{critic} sia indipendente dalla velocità di rotazione, è possibile correlare quest'ultimo parametro al valore di p/p_4 calcolato all'uscita del diffusore per il punto di design (portata e velocità di rotazione di design). In questo modo è possibile allora estendere il criterio della zona di ricircolazione attraverso una relazione lineare, come in Fig. 8.7.

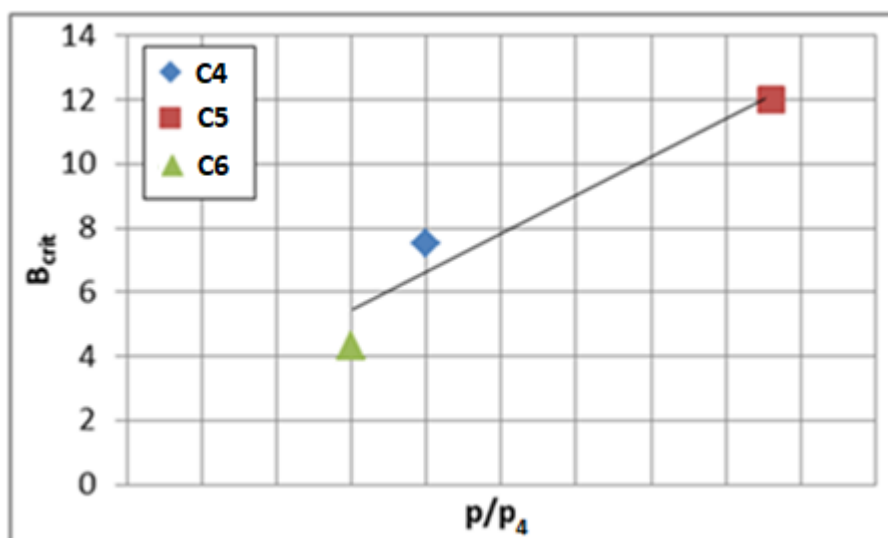


Fig. 8.7 – Correlazione tra B_{critic} e il gradiente di pressione del diffusore

Tale relazione lineare permette così di correlare la zona di ricircolazione nel diffusore al gradiente di pressione di tale componente, in particolare ci mostra come un compressore avente un gradiente di pressione nel diffusore maggiore, già in condizioni di design, sia disposto a sopportare una zona di ricircolazione più ampia prima di portare il compressore al funzionamento instabile. Adesso utilizzando tale correlazione con l'opportuno valore del gradiente di pressione nel diffusore per i compressori C4, C5 e C6 si ottengono i seguenti B_{critic} : 6,4 per C4, 12,2 per C5 e 5,2 per C6. Questi ultimi valori sono stati utilizzati per predire la portata limite attraverso un modello CFD semplice. In Tab. 8.5 sono riportati gli errori percentuali sulla portata limite predetta da questo approccio CFD rispetto a quella sperimentale.

Tab. 8.5 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta col metodo B

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	4,5	4,4	2,2
C5	N_{cor}	0,6	0,7	0,8
	Errore [%]	8,6	10,3	9,6
C6	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	5,8	10,0	4,1

L'accordo globale è abbastanza buono e un massimo errore del 10% è stato trovato. Molto interessante è dunque il fatto che anche in questo caso è stato possibile individuare un criterio generale che fornisce risultati migliori rispetto allo SP. È solo necessario conoscere i dati alla condizione di design per utilizzare tale criterio.

8.4 Diffusion ratio

In questo caso l'attenzione è stata focalizzata sull'impeller. È stato mostrato come all'interno del canale rotorico, per portate prossime al surge, si estende una regione di stagnazione sempre più vasta dallo shroud fino al centro del canale, causando una redistribuzione del flusso e della quantità di moto a percentuali di span più basse. In tali regioni (essendo a raggio ridotto) il contributo energetico sarà inferiore e il flusso risulterà più lento. La diffusione che avviene nell'impeller è identificata dal rapporto tra le velocità

relative tra il trailing edge e l'ingresso del rotore $D_{Ri} = \frac{W_{TE}}{W_1}$. Per identificare un valore

critico di tale rapporto si sono analizzate le soluzioni di tutto il dataset di simulazioni CFD sul modello semplificato, dei tre compressori, interpolando il rapporto tra le velocità alle rispettive portate di surge, come in Fig. 8.8.

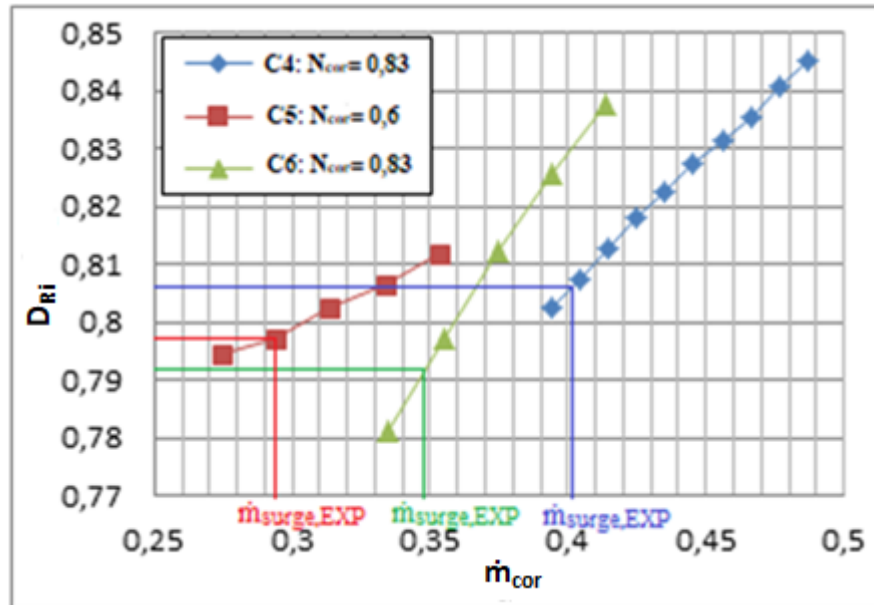


Fig. 8.8 – Variazione del diffusion ratio con la portata per i compressori C4, C5 e C6 a una data velocità di rotazione

Da tali interpolazioni per tutte le velocità di rotazione dei tre compressori è stato possibile individuare il valore $D_{Ri,critic}$ pari a 0,8. Tale valore risulta peraltro vicino al valore di riferimento identificato da De Haller valido per i compressori assiali (Bonaiuti et al, 2002). Un valore più alto per il diffusion ratio nei compressori centrifughi può essere causato dal contributo dato dagli effetti centrifughi sulla diffusione, nella configurazione radiale rispetto alle schiere palari assiali. Con tale criterio è possibile predire la portata limite effettuando una campagna di simulazione CFD sul modello semplificato ed individuando la portata per cui il rapporto di diffusione raggiunge il valore $D_{Ri,critic}=0,8$. I seguenti errori percentuali sono stati ottenuti sulla portata predetta rispetto al valore sperimentale, Tab. 8.6.

Tab. 8.6 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta col metodo del diffusion ratio

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	6,3	8,9	9,8
C5	N_{cor}	0,6	0,7	0,8
	Errore [%]	3,3	0,8	6,6
C6	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Errore [%]	10,1	4,4	0,8

I risultati riportati in tabella mostrano errori sempre al di sotto del 10% e di conseguenza anche questo criterio mostra una buona affidabilità nel predire la portata limite attraverso l'uso di modelli CFD semplici, in una fase iniziale di design della macchina.

8.5 Criterio della voluta

Alle alte velocità di rotazione ($N_{cor} > 1$) è stato mostrato come la voluta abbia un ruolo chiave nell'innescare di instabilità. In particolare, analizzando la distribuzione circonferenziale della pressione statica dentro la voluta, si è osservato come al ridursi della portata la voluta tende ad assumere un comportamento diffondente, mentre all'aumentare della portata tende a diventare espandente. Inoltre è possibile osservare come, al crescere della velocità di rotazione, il gradiente positivo di pressione statica aumenta. Una dimostrazione immediata di tale comportamento è mostrato in Fig. 8.9, dove il gradiente di pressione, calcolato tra la sezione posta a 360° dalla lingua (ideale) della voluta e la sezione di ingresso della voluta (sezione 5), è stato riportato in funzione della portata relativa (ove 0% rappresenta il surge sperimentale per ogni velocità di rotazione, mentre 100% la condizione di choking).

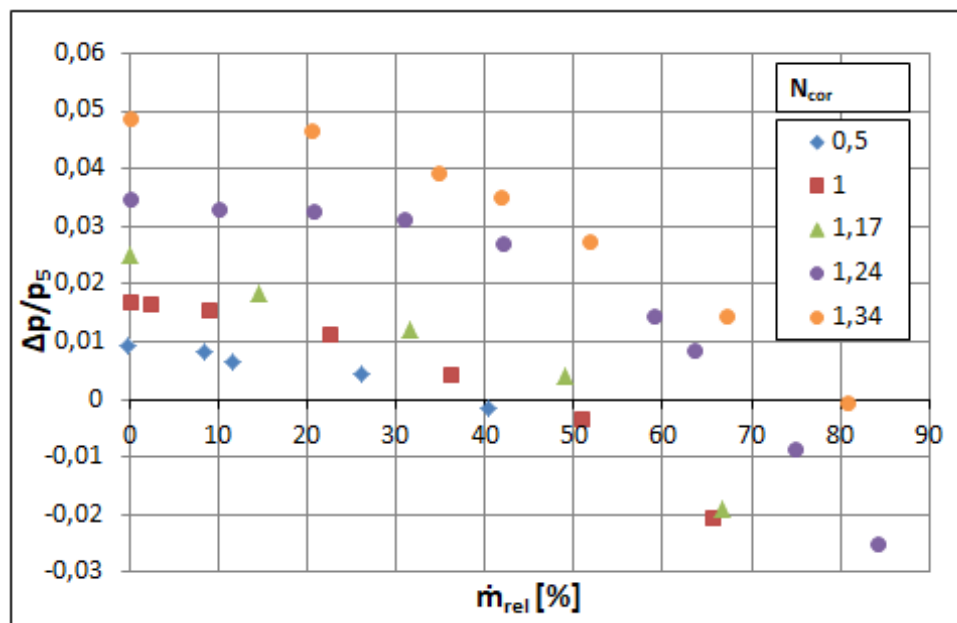


Fig. 8.9 – Gradiente di pressione statica nella voluta, compressore C6

Da questo grafico è stato possibile osservare che alle alte velocità la voluta comincia ad assumere un comportamento diffondente (la pressione aumenta) già per portate lontane dal surge (80% della portata relativa). Per tale ragione al crescere della velocità di rotazione il gradiente di pressione positivo sarà sempre più alto, alla rispettiva condizione di surge.

Dunque alle alte velocità, siccome i criteri precedenti hanno mostrato una scarsa affidabilità, si è pensato di identificare, come principale parametro per identificare la portata limite, proprio il valore di questo gradiente. Tale criterio viene applicato sul modello “Only volute” in modo da avere anche in tale campo di applicazione un criterio di previsione del limite di stabilità con un modello semplice.

Innanzitutto si è reso necessario validare questo modello, confrontando la distribuzione circonferenziale di pressione nella voluta, ottenuta col modello Only volute, rispetto a quello ottenuto con il modello completo Unsteady, come evidenziato in Fig. 8.10 per diverse portate.

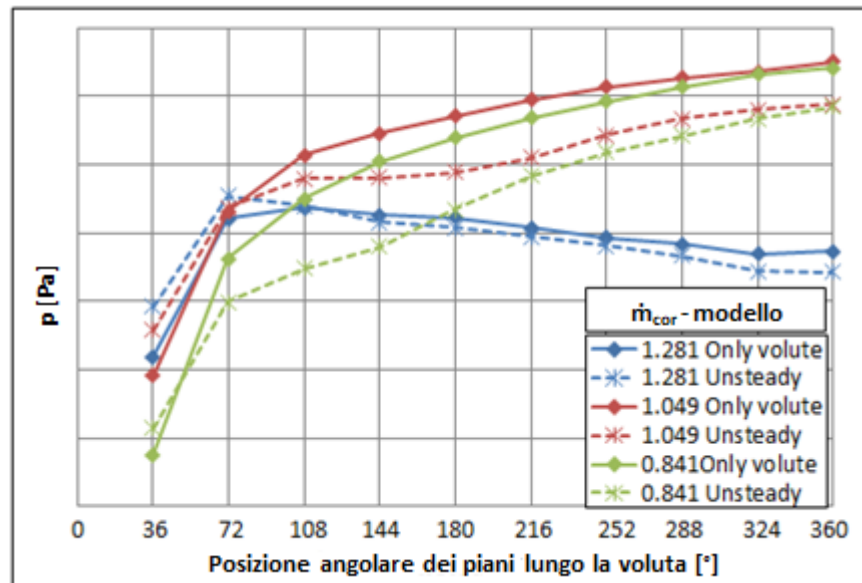


Fig. 8.10 – Confronto della distribuzione circonferenziale di pressione dentro la voluta per diverse portate tra il modello semplificato e quello completo instazionario, compressore C6 a $N_{cor}=1,17$

Grazie a questa figura si è mostrato come gli andamenti di queste distribuzioni sono state catturate perfettamente dal modello semplificato, per tutte le portate analizzate.

Perciò per poter adesso sviluppare un criterio, il valore del gradiente di pressione nella voluta è stato misurato alla portata di surge sperimentale, per i diversi compressori (C4 e C6) alle diverse velocità di rotazione. In Fig. 8.11 sono stati riportati tali valori, mentre la linea nera rappresenta la retta di regressione ottenuta con i minimi quadrati, individuata per poter avere un criterio valido con questa tipologia di compressori.

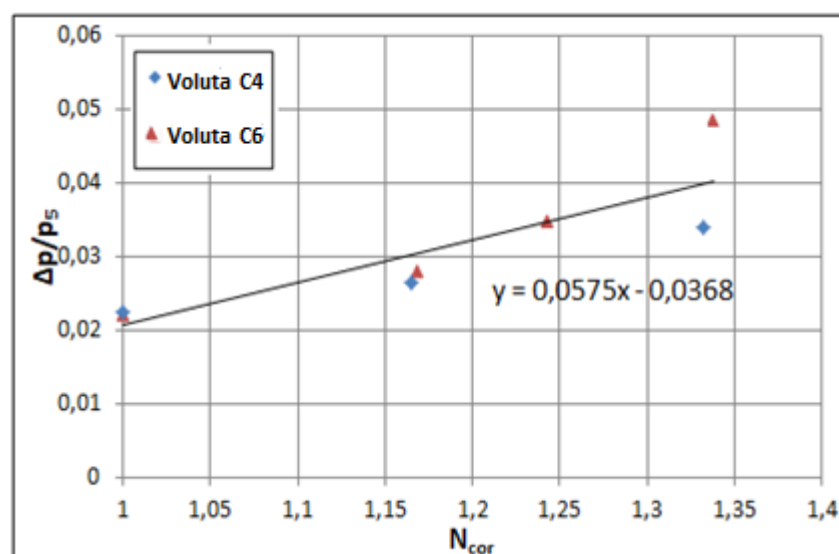


Fig. 8.11 – Contropressione critica al variare della velocità di rotazione per le volute dei compressori C4 e C6

Grazie alla relazione individuata tra il gradiente di pressione statico nella voluta e la velocità di rotazione, è possibile conoscere l'esatto valore critico di contropressione per ogni velocità di rotazione. Così effettuando una campagna di simulazioni al ridursi della portata, si può individuare la portata limite come quel valore che raggiunge il gradiente di pressione critico, come in Fig. 8.12.

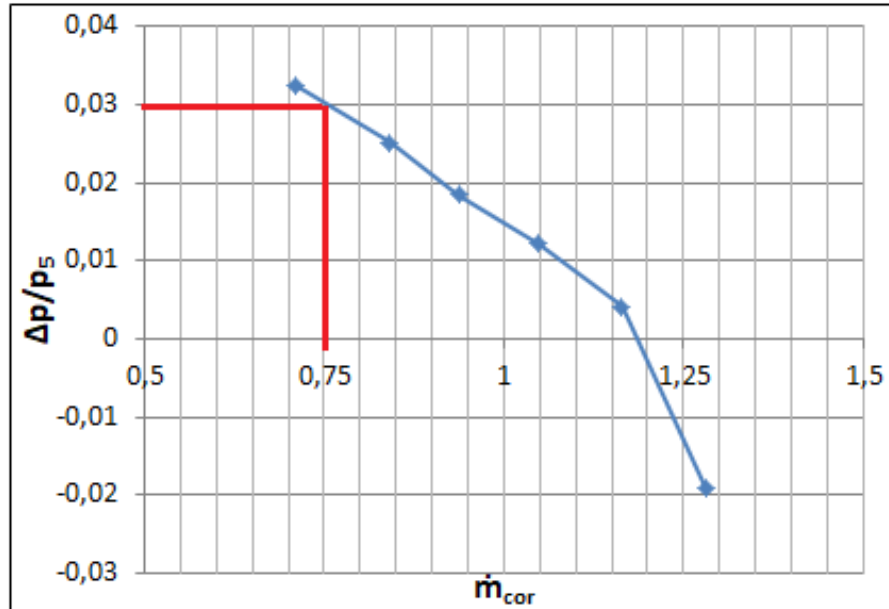


Fig. 8.12 – Contropressione al variare della portata a $N_{cor}=1,17$, compressore C6

Impiegando tale procedura per ogni compressore, alle varie velocità di rotazione ($N_{cor}>1$) è possibile predire la portata di surge con i seguenti errori percentuali rispetto ai valori sperimentali, Tab. 8.7.

Tab. 8.7 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta col criterio della voluta

C4	N_{cor}	1,16	1,25	1,33
	Errore [%]	7,4	4,2	6,7
C6	N_{cor}	1,16	1,24	1,34
	Errore [%]	7,0	3,8	6,8

Grazie a tale procedura è stato possibile individuare un criterio per predire la portata limite anche alle alte velocità, attraverso un modello semplificato, con bassi errori percentuali per una fase iniziale di design. Quest'ultimo criterio è stato sviluppato solamente sui compressori C4 e C6 in quanto possiedono la stessa natura, ovvero di applicazione automotive per la sovralimentazione, e all'incirca la stessa taglia. Per poter individuare invece un criterio generico valido per tutte le configurazioni, compressa C5, è richiesto un maggior numero di individui così da legare il criterio a qualche parametro geometrico della singola voluta.

9. Conclusioni e sviluppi futuri

In questa tesi, dopo un'approfondita dissertazione sulla fenomenologia legata al surge presente in letteratura ed una fase di validazione dei modelli CFD utilizzati, è stata sviluppata una vera e propria procedura per predire il limite di stabilità nei compressori centrifughi di varia natura. Infatti sono stati proposti e sviluppati diversi criteri di previsione della portata limite a seconda della tipologia di macchina e del campo di velocità di rotazione (nel caso dei diffusori vaneless). Infatti se per i compressori con diffusore palettato il criterio dello stability parameter ha mostrato un'ottima affidabilità (sia per i diffusori con pale a cuneo, sia per quelli con pale a profilo), nel caso di compressori con diffusore non palettato tale criterio perde di efficacia. In tali tipologie di macchine è stata innanzitutto effettuata un'analisi fluidodinamica, che includesse modelli CFD completi ed instazionari, così da riuscire ad individuare i fenomeni che portano al funzionamento instabile il compressore. In particolare è stato possibile individuare diversi fenomeni a seconda della regione della mappa delle performance, ovvero della velocità di rotazione. Alle basse velocità di rotazione sono stati sviluppati tre criteri: il criterio dell'angolo critico nel diffusore, quello della zona di ricircolazione nel diffusore e quello del rapporto di diffusione nell'impeller. Invece alle alte velocità, avendo identificato il ruolo chiave della voluta e in particolare della contropressione che essa sperimenta in condizioni di off design, è stato sviluppato un criterio basato proprio su tale aspetto.

Tutti i criteri proposti, nei rispettivi campi, hanno mostrato un'ottima affidabilità con errori percentuali sempre al di sotto del 10%. Inoltre tali criteri sono stati sviluppati attraverso modelli CFD semplificati che non richiedessero eccessive risorse computazionali (senza dover ricorrere a modelli completi ed instazionari), così da fornire una veloce e accurata stima del limite di stabilità in una fase preliminare di design. In Fig. 9.1 si riporta uno schema semplice riassuntivo dei criteri proposti con il corretto campo di applicazione.

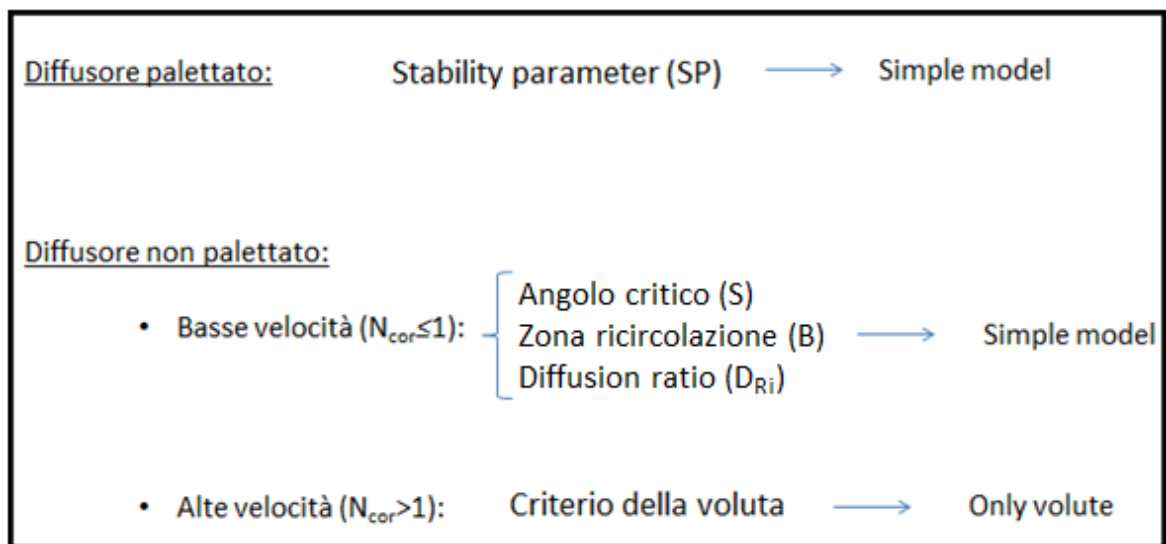


Fig. 9.1 – Sketch dei criteri di previsione del limite di stabilità sviluppati

Infine siccome nel caso di compressori con diffusore non palettato, alle basse velocità di rotazione sono stati proposti tre diverse criteri, al fine di valutare ulteriormente la loro

attendibilità è stato effettuato un confronto tra le tendenze dei singoli criteri, per poter eventualmente identificare un vero e proprio criterio combinato. I parametri per la previsione della portata limite sono stati allora opportunamente elaborati per i tre compressori, alle diverse velocità di rotazione. Come esempio in Fig. 9.2 è stata riportata la variazione dei singoli parametri, scritti nella seguente forma:

$$\lambda = \frac{par(\dot{m}) - par_{critic}}{par_{critic}} \quad (9.1)$$

$$\xi = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{surge_exp}} \quad (9.2)$$

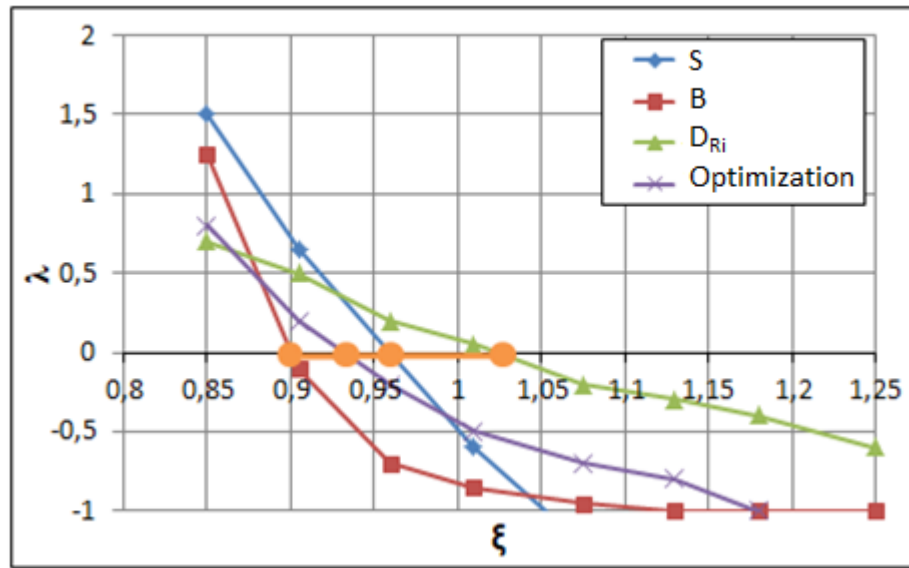


Fig. 9.2 – Confronto e ottimizzazione dei criteri alle basse velocità per i compressori con diffusore vaneless, compressore C6 a $N_{cor}=0,83$

Da questo grafico si è evidenziato (con la linea arancione) il range delle portate limite predette, in questo modo è possibile valutare immediatamente quali parametri sottostimano ($\zeta < 1$) e quali sovrastimano ($\zeta > 1$) la portata di surge sperimentale. In particolare per questa velocità di rotazione, i criteri dell'angolo critico (S) e della zona di ricircolazione (B) sottostimano la portata, mentre il diffusion ratio la sovrastima. Dopo aver confrontato tutti questi grafici, non mostrati per non appesantire la trattazione, si è evidenziato innanzitutto il carattere monotono nell'approcciare le condizione critica, tuttavia ogni criterio possiede un certo grado di incertezza che dipende dalle condizione specifiche. Per tale motivo con questo lavoro vengono suggeriti due modi di agire per avere un'informazione più robusta sulla reale portata limite. Il primo modo consiste in una media pesata dei tre criteri in modo tale da minimizzare e combinare le distanze dei differenti valori critici. Tale approccio è stato mostrato nella figura precedente con la linea viola, mentre gli errori percentuali del compressore C4 sono riportati in Tab. 9.1 come esempio.

Tab. 9.1 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta col parametro ottimizzato

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Error [%]	5,0	2,5	-2,5

Il secondo modo, più cautelativo, consiste nel scegliere la portata predetta più alta tra quelle ottenute con i diversi criteri. A titolo di esempio per il compressore C4 sono stati riportati gli errori percentuali ottenuti con tale approccio, Tab. 9.2.

Tab. 9.2 – Errori percentuali sulla portata limite ottenuta con la più alta portata predetta

C4	N_{cor}	0,5	0,83	1,0
	Error [%]	7,0	6,0	6,0

9.1 Sviluppi futuri

Come possibile sviluppo futuro infine vi è la necessità di applicare i criteri proposti ad un dataset di compressori centrifugo ancora più ampio, in modo tale da correggere, se necessario, tali criteri ed individuare delle relazioni più generalizzate in base alla geometria del compressore. Quest'ultimo aspetto riguarda soprattutto il criterio della voluta che attualmente è stato possibile sviluppare solamente per i compressori C4 e C6.

Bibliografia

Capitolo 1

- Carrard A., 1923, On calculations for centrifugal wheels, *La Technique Moderne* T.XV 3 e 4
- Chriss R. M., Hathaway M. D., Wood J. R., 1996, Experimental and Computational Results from the NASA Lewis Low-Speed Centrifugal Impeller at Design and Part-Flow Conditions, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, No. 1
- Cohen H., Rogers G. F. C., Saravannamutto H. I. H., 1996, *Gas Turbine Theory*, Longman Group UK Limited
- Cumpsty N. A., 1989, *Compressor Aerodynamics*, Longman Group UK Limited.
- Dawes W. N., 1995, A Simulation of the Unsteady Interaction of a Centrifugal Impeller with Its Vaned Diffuser: Flows Analysis, *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, No. 2
- Dean R. C., Senoo Y., 1960, Rotating Wakes in Vaneless Diffusers, *ASME - Journal of Basic Engineering*, Vol. 82
- Della Volpe R., 2011, *Macchine*, Liguori Editore
- Denton J. D., 1986, The Use of a Distributed Body Force to Simulate Viscous Effects in 3D Flow Calculations, *ASME 31st International Gas Turbine Conference and Exhibit*, Düsseldorf,
- Eckardt D., 1975, Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller, *ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*
- Fagan J. R., Fleeter S., 1992, Ldv-measurements of a mixed-flow impeller at design and near stall, *ASME Paper No. 92-GT-310*
- Fowler H. S., 1968, The Distribution and Stability of Flow in a Rotating Passage. *Journ. Engineering for Power*, Vol 90
- Gamma F., 2014, *Appunti del corso di Motori per Aeromobili*.
- Hathaway M. D., Chriss R. M., Wood J. R., Strazisar, A. J., 1992, Computational investigation of the NASA low-speed centrifugal compressor flow field, *ASME Paper No. 92-GT-213*
- Hawetorn W. R., 1974, Secondary Vorticity in Stratified Compressible Fluids in Rotating Systems, *Cambridge Univ. Eng. Dept., CLIED/A-Tulbo/TR 63*
- Hirsch C., Kang S., Pointel G., 1996, A Numerically Supported Investigation of the 3D Flow in Centrifugal Impellers Part 1: Validation Base, *ASME Paper No. 96-GT-151*
- Horlock J. H., Lakshminarayana B., 1973, Secondary flows: theory, experiment and application in turbomachinery aerodynamics, *Ann. Rev. Fluid Mech.*, vol. 5
- Kearon, W.F., 1933, The Influence of the Number of Impeller Blades on the Pressure Generated in Centrifugal Compressor and on its General Performance, *Institute of Mechanical Engineers*
- Krain, H., 1988, Swirling impeller flow, *ASME Journal of Turbomachinery*
- Mallamo F., 2008, *Appunti del corso di Macchine*
- Meherwan P. B., 2012, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Elsevier Inc

Satta A., 2012, Appunti del corso di Macchine

Simoni D., 2014, Corso di Progettazione delle Macchine e dei Sistemi Energetici

Smith A. G., 1957, On the generation of the Streamwise Component of Vorticity for Flows in a Rotating Passage, *Aeronautical Quarterly*, Vol. 8

Van den Braembussche R. A., 2016, Radial compressor design and optimization.

Capitolo 2

Abdelhamid A. N., 1980, Analysis of rotating stall in vaneless diffusers of centrifugal compressors, ASME Paper No. 80-GT-184

Abdelhamid A. N., Colwill W. H., Barrows J. F., 1979, Experimental investigation of unsteady phenomena in vaneless radial diffusers, ASME Paper No. 78-GT-23, *Trans. ASME Journ. Eng. for Power* 101(1): pp. 52-60

Ariga I. Masuda S., Ookita A., 1986, Inducer stall in a centrifugal compressor with inlet distortion, ASME Paper No. 86-GT-139

Arnulfi G. L., Giannattasio P., Giusto C., Massardo A. F., Micheli D., Pinamonti P., 1999, Multistage Centrifugal Compressor Surge Analysis: Part I – Experimental Investigation, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, pp. 473-482

Arnulfi G. L., Giannattasio P., Micheli D., Pinamonti P., 2001, An Innovative Device for Passive Control of Surge in Industrial Compression Systems, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 305-311

Baghdadi S., McDonald A. T., 1975, Performance of three Vaned Radial Diffusers with swirling Transonic Flow, *Trans. ASME, Journal of Fluid Engineering*, pp. 155-173

Bonciani L., Ferrara P. L., Timori A., 1980, Aero-induced vibrations in centrifugal compressors. Proceedings of Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, Texas A&M University, NASA CP2133, pp. 85-94

Bonciani L., Terrinoni L., Tesei A., 1982, Unsteady flow phenomena in industrial centrifugal compressor stage. Proceedings of Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, Texas A&M University. NASA CP 2250, pp. 344-364.

Came P., Herbert M., 1980, Design and experimental performance of some high pressure ratio centrifugal compressors, AGARD CP 282 Centrifugal Compressors, Flow Phenomena and Performance, Paper 15

Chen J., Hasemann H., Seidel U., Jin D., Huang X., Rautenberg M., 1993, The interpretation of internal pressure patterns of rotating stall in centrifugal compressor impellers, ASME Paper No. 93-GT-192

Chen J., Hasemann H., Shi L., Rautenberg M., 1994, Stall inception behaviour in a centrifugal compressor, ASME Paper No. 94-GT-159

Clements W., Artt D., 1987, Performance prediction and Impeller-Diffuser Matching for Vaned Diffuser Centrifugal Compressors, *IMEchE C256/87*, pp. 183-198

- Conrad O., Raif K., Wessels M., 1980, The calculation of performance maps for centrifugal compressors, Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors, ASME Int. Gas Turbine Conference
- Cumpsty N.A., Greitzer E. M., 1982, A simple model for Compressor Stall Cell Propagation, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 170-176
- Day I. J., 1993, Stall inception in Axial Flow Compressors, J. of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9
- Dean R. C. Jr, Young L. R., 1976, The fluid dynamic design of advanced centrifugal compressor, Creare TN-244
- Dean R. C. Jr, Young L. R., 1977, The time domain of centrifugal compressor and pump stability and surge, Trans. ASME Journ. Fluids Eng, pp. 53-63
- Dussourd J. L., Plannebecker G. W., Singhania S. K., 1977, An experimental investigation of the control of surge in a radial compressors using close coupled resistance, Trans. ASME Journ. Fluids Eng, 99(1): pp. 64-76
- Ejiri E., Kosuge H., Ito T., 1983, A consideration concerning stall and surge limitations within centrifugal compressors, Part II, Proceedings of the I.G.T.C., Tokyo, pp. 478-485
- Elder R. L., Gill M. E., 1984, A discussion of the factors affecting surge in centrifugal compressors, ASME Paper No. 84-GT-194, Trans. ASME Journ. Eng. Gas Turb. And Power, Vol. 107(2), pp. 499-506
- Emmons H., Pearson C. E., Grant H. P., 1955, Compressor surge and stall propagation, Trans ASME, 77(4), pp. 455-469
- Everitt J. N., Spakovszky Z. S., 2013, An investigation of Stall Inception in Centrifugal Compressor Vaned Diffuser, ASME J. of Turbomachinery, Vol. 135, 011025-10
- Frigne P., Van den Braembussche R. A., 1984, Distinction between Types of Impeller and Diffuser Rotating in Centrifugal Compressors with Vaneless Diffuser, ASME J. of Eng. for Gas Turbines & Power, Vol. 106, No 2, pp. 468-474
- Frigne P., Van den Braembussche R. A., 1985, A theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressors, ASME J. of Eng. for Gas Turbines & Power, Vol. 107, No 2, pp. 468-474
- Fowler H., 1968, The distribution and stability of flow in a rotating channel, J. Engineering for Power, Vol. 90, No 3, pp. 229-235
- Graham R., Guentert E. C., 1965, Compressor stall and blade vibration
- Greitzer E. M., 1976, Surge and rotating stall in axial flow compressors, Trans. ASME Journ. Eng. For Power, 98(2), pp. 190-217.
- Greitzer E. M., 1976, Surge and rotating stall in axial flow compressors, Trans. ASME Journ. Eng. for Power, 98(2), pp. 190-217
- Greitzer E. M., 1981, The stability of pumping systems, The 1980 Freeman Scholar lecture, Trans. ASME Journ. Fluids Eng., 103(2), pp. 193-242
- Gyarmathy G., 1996, Impeller Diffuser Momentum exchange during rotating stall, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exhibition, paper 96-WA/PID-6

- Hasemann H., Chen J., Rautenberg M., 1993, Internal Transient Pressure Patterns during Rotating Stall in Centrifugal Impellers, Proceedings of 2ND ISAIIF Symposium Prague, pp. 291-302
- Haupt U., Bammert K., Rautenberg M., 1985, Blade vibration on centrifugal compressors: Blade response to different excitation conditions, ASME Paper No. 85-GT-93
- Hunziker R., Gyarmathy G., 1994, The operational stability of a centrifugal compressor and its dependence on the characteristics of the subcomponents, Trans. ASME, Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp. 250-259
- Imaichi K., Tsurusaki H., 1979, Rotating stall in a vaneless diffuser of centrifugal fan, ASME Winter Annual Meeting 1979, Flow in Primary, Non-Rotating Passages in Turbomachines
- Jansen W., 1964, Rotating stall in a radial vaneless diffuser. J. Basic Engineering, Vol. 86, No 4, pp.750-758
- Japikse D., 1980, The influence of diffuser inlet pressure fields on the range and durability of centrifugal compressor stages, Centrifugal Compressors, Flow Phenomena and Performance, AGARD Conference Proceedings No. 282
- Japikse D., 1986, Advanced experimental techniques in turbomachinery, Concepts ETI
- Japikse D., 1996, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc.
- Kammer N., Rautenberg M., 1982, An experimental investigation of rotating stall flow in centrifugal compressors, ASME Paper No. 82-GT-82
- Kammer N., Rautenberg M., 1986, A distinction between different types of stall in a centrifugal compressor stage, Trans. ASME Journ. Eng. Gas Turb and Power, 108(1), pp. 83-92
- Kenny D., 1970, Supersonic radial diffusers, AGARD LS 39 in "Advanced compressors", AGARD LS-39
- Kenny D., 1972, A comparison of the predicted and measured performance of high pressure ratio centrifugal compressor diffusers, VKI Lecture Series 50 Advanced Radial Compressors
- Kinoshita Y., Senoo Y., 1985, Rotating stall induced in vaneless diffusers of very low specific speed centrifugal blowers, Trans. ASME Journ. Eng. Gas Turb. and Power, 107(2), pp. 514-521
- Kobayashi H., Nishida H., Takagi T., Fukushima Y., 1990, A study on the rotating stall of centrifugal compressors, (2ND Report: Effect of vaneless diffuser inlet shape on rotating stall), Trans. Japan Society of Engineers (B edition), 56(529), pp. 98-103
- Kosuge H. Ito T., Nakanishi K., 1982, A consideration concerning stall and surge limitations within centrifugal compressors, ASME Paper No. 82-GT-15
- Krain H., 1981, A study on centrifugal impeller and diffuser flow, J. Engineering for Power, Vol. 103, No 4, pp. 688-697
- Lennemann E., Howard J. H. G., 1970, Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passages, Trans. ASME Journ. Eng. For Power, 92(1), pp. 65-72
- Longley J. P., 1994, Review of Nonsteady Flow Models for Compressor Stability, J. Turbomach Vol. 116(2), pp. 202-215
- Mizuki S., Kawashima Y., Ariga I., 1978, Investigation concerning rotating stall and surge phenomena within centrifugal compressor channels, ASME Paper No. 78-GT-9

- Moore F. K., 1989, Weak rotating flow disturbances in a centrifugal compressor with vaneless diffuser, Trans. ASME Journ. Turbomachinery, 111, pp.442-449
- Moore F. K., 1991, Theory of finite disturbances in a centrifugal compressor system with a vaneless radial diffuser, ASME Paper No. 91-GT-82
- Nishida H., Kobayashi H., Takagi T., Fukushima Y., 1988, A study on the rotating stall of centrifugal compressors, (1ST Report: Effect of vaneless diffuser width on rotating stall), Trans. Japan Society of Mechanical Engineers, 54(499), pp. 589-594
- Reneau L., Johnston J. P., Kline S., 1967, Performance and design of straight 2D diffusers, J. Basic Engineering, Vol. 89, No 1, pp. 1412-150
- Rodgers C., 1977, Impeller stalling as influenced by diffuser limitations, J. Fluids Engineering, Vol. 99, No 1, pp 84-97
- Rodgers C., 1978, A diffusion factor correlation for centrifugal impeller stalling, Trans ASME Journ. Eng. For Power, 100(4), pp. 592-602
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1977, Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow, J. Fluids Engineering, Vol. 99, No 1, pp98-103
- Senoo Y., Nishi M., 1977, Prediction of flow separation in diffusers by boundary layer calculation, Trans. ASME, Journ. Fluids Engineering, 99(2), pp. 379-389
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1978, Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressors, ASME P 78 GT 19
- Takata H., Nagano S., 1972, Nonlinear analysis of rotating stall, ASME Paper No. 72-GT-3
- Taylor E. S., 1960, The centrifugal compressor, Section J of The aerodynamics of turbines and compressors, Vol. X of High speed aerodynamics and jet propulsion, Princeton University Press, pp. 553-586
- Tsujimoto Y., Yoshida Y., Mori Y., 1994, Study of Vaneless Diffuser Rotating stall based on Two-dimensional Inviscid Flow Analysis, ASME FED-Vol. 195, Fluid Machinery
- Uchida H., Inayoshi M., Sugiyama K., 1987, Effect of a Circumferential Static Pressure Distortion on Small-sized Centrifugal Compressor Performance, Paper 87-IGTC-11, International Gas Turbine Conference in Tokyo, Japan
- Van den Braembussche R. A., Frigne P., Roustan M., 1980, Rotating non uniform flow in radial compressors. In Centrifugal Compressors, Flow Phenomena and Performance, AGARD Conference Proceedings CP-282.
- Watanabe H., Konomi A., Ariga I., 1994, Transient process of rotating stall in radial vaneless diffusers, ASME Paper No. 94-GT-216
- Watcher J., Rieder M., 1985, Einfluss von Maschinespezifischen grossen auf den Beginn und das Erscheinungsbild von rotierendem Ablosetromungen in einem einstufigen radial Verdichter (Influence of design data on the onset and behaviour of rotating stall in a single-stage centrifugal compressor), Proceedings of VDI Tagung, Bochum, pp. 591-60
- Yoshinaka T., 1977, Surge responsibility and range characteristics of centrifugal compressors, Proceedings of the Tokyo Joint Gas Turbine Congress, pp. 381-390

Capitolo 4

Eisenlohr G., Dalbert P., Krain H., Proll H., Richter F. A., Rohne K. H., 1998, Analysis of the Transonic Flow at the Inlet of a High Pressure Ratio Centrifugal Impeller, ASME 98-GT-24

Hah C., Krain H., 1999, Analysis of the Transonic Flow Fields inside a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor at Design and Off Design Conditions, ASME 99-GT-446

Krain H., Hoffman B., Pak H., 1995, Aerodynamics of a Centrifugal Compressor Impeller with Transonic Inlet Conditions, ASME 95-GT-79

Ziegler K. U., Gallus H. E., Niehuis R., 2003, A study on impeller-diffuser interaction: part I – Influence on the performance, ASME Paper No. GT-2002-30381

Ziegler K. U., Gallus H. E., Niehuis R., 2003, A study on impeller-diffuser interaction: part II – Detailed flow analysis, ASME Paper No. GT-2002-30382

Ziegler K. U., 2003, Experimental Investigation of Impeller-Diffuser Interaction in a Centrifugal Impeller of Variable Geometry, Phd Thesis, Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery, Aachen

Ziegler K. U., 2003, CFD Test Case: Centrifugal Compressor “Radiver” with MTU Impeller of Aachen University, Institute of Jet Propulsion and Turbomachinery, Aachen

Capitolo 5

Inoue M., Cumpsty N. A., 1984, Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 106

Shum K. Y. P. , 2000, Impeller-Diffuser Interaction in Centrifugal Compressors, Phd Thesis, Massachusetts Institute of Technology

Ziegler K. U., Gallus H. E., Niehuis R., 2003, A study on impeller-diffuser interaction: part I – Influence on the performance, ASME Paper No. GT-2002-30381

Ziegler K. U., Gallus H. E., Niehuis R., 2003, A study on impeller-diffuser interaction: part II – Detailed flow analysis, ASME Paper No. GT-2002-30382

Capitolo 6

Abdelhamid A. N., 1983, Effects of vaneless diffuser geometry on flow instability in centrifugal compression systems, Canadian Aeronautics and Space Journal, No.3, pp. 259-266

Clarke C., Marechale R., Engeda A., Cave M., 2016, Investigation of centrifugal compressor vaneless diffuser stability via a local flow angle approach, Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy, 0(0) 1-8

Cumpsty N.A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific&Technical, Harlow (Essex), England

Dean R.C., 1974, The fluid dynamic design of advanced centrifugal compressors, Creare report TN-185, Creare Inc., Hanover (New Hampshire), USA

Everitt J. N., Spakovszky Z. S., 2013, An investigation of stall inception in Centrifugal compressor vaned diffuser, ASME J. of Turbomachinery, Vol 135, 011025-1 – 10

- Fink D. A., Cumpsty N. A., Greitzer E. M., 1992, Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System, ASME J. Turbomach, 114(2), pp. 321-332
- Fringe P., Van Den Braembussche R., 1984, Distinction between different types of impeller and diffuser rotating stall in a centrifugal compressor with vaneless diffuser, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, pp. 468 – 474
- Greitzer E. M., 1981, The stability of pumping system – The Freeman scholar lecture, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 103, pp. 193-241
- Jansen W., 1964, Rotating stall in a vaneless diffuser, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 86, pp. 750-758
- Japikse D., 1984, A critical evaluation of stall concepts for centrifugal compressors and pumps – Studies in component performance, ASME Conference on stall and surge in compressors and pumps, part 7
- Jeon S. H., Hwang D. H., Park J. H., Kim C. H., Baek J. H., Kim H. W., 2016, Numerically Study on the Effect of a Volute on Surge Phenomena in a Centrifugal Compressor, ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57542
- Kenny D., 1972, A comparison of the predicted and measured performance of high pressure ratio compressor diffusers, VKI Lecture Series 50 Advanced radial Compressors, No. 1, pp. 1412-150
- Krain H., 1981, A study on centrifugal impeller and diffuser flow, J. Engineering for Power, Vol. 103, No. 4, pp. 688-697
- Liu Y., Liu B., 2010, Investigation of unsteady impeller-diffuser interaction in a transonic centrifugal compressor stage, ASME GT2010-22737
- Reneau L., Johnston J. P., Kline S., 1967, Performance and design of straight 2D diffusers, J. Basic Engineering, Vol. 89
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1977, Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow, ASME J. Fluids Engineering, Vol. 99
- Van Den Braembussche R. A., 2016, Radial compressor design and optimization, Short Course of Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Brussels, Belgium, March 7-11
- Yamada K., Furukawa M., Arai H., 2017, Evolution of reverse flow in a transonic centrifugal compressor at near-surge, ASME Turbo Expo 2017, GT2017-63568

Capitolo 7

- Bousquet Y., Carbonneau X., Dufour G., Binder N., Trebinjac I., 2014, Analysis of the Unsteady Flow Field in a Centrifugal Compressor from Peak Efficiency to Near Stall with Full-Annulus Simulations, International Journal of Rotating machinery, Vol. 2014, Article ID 729629
- Ceyrowsky T., Hildebrandt A., Schwarze R., 2018, Numerical investigation of the circumferential pressure distortion induced by a centrifugal compressor's external volute, ASME paper GT2018-75919
- Cumpsty N.A., 1989, Compressor Aerodynamics, Longman Scientific&Technical, Harlow (Essex), England

- Grondin J., Trebinjac I., Rochuon N., 2018, Rotating instabilities versus rotating stall in a high-speed centrifugal compressor, ASME paper GT2018-76916
- Hembera M., Kau H. P., Johann E., 2008, Simulation of casing Treatments of a Transonic Compressor Stage, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2008, Article ID 657202
- Jansen W., 1964, Rotating stall in a vaneless diffuser, ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 86, pp. 750-758
- Ljevar S., De Lange H. C., Van Steenhoven A. A., 2006, Two-dimensional rotating stall analysis in a wide vaneless diffuser, International Journal of Rotating Machinery, vol. 2006, Article ID 56420, 11 pages, 2006.
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1977, Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow, ASME J. Fluids Engineering, Vol. 99
- Tsujimoto Y., Yoshida Y., Mori Y., 1996, Study of vaneless diffuser rotating stall based on two-dimensional inviscid flow analysis, Journal of Fluids Engineering, vol. 118, no. 1, pp. 123-127
- Zhang H., Yang C., Yang D., Wang W., Yang C., Qi M., 2018, Investigation on the stall inception circumferential position and stall process behaviour in a centrifugal compressor with volute, ASME paper GT2018-75765

Capitolo 8

- Bonaiuti D., Arnone A., Hah C., Hayami, 2002, Development of Secondary Flow Field in a Low Solidity Diffuser in a Transonic Centrifugal Compressor Stage, ASME paper GT2002-30371
- Krain H., Richter F. A., Tiede V., 2002, Investigations of the flow through a high-pressure ratio centrifugal impeller, Proc. of ASME Turbo Expo 2002
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1977, Influence of inlet flow conditions and geometries of centrifugal vaneless diffusers on critical flow angle for reverse flow, ASME J. Fluids Engineering, Vol. 99
- Senoo Y., Kinoshita Y., 1978, Limits of rotating stall and stall in vaneless diffuser of centrifugal compressors. ASME P 78 GT 19
- Senoo Y., Nishi M., 1977, Prediction of flow separation in diffusers by boundary layer calculation, Trans. ASME, Journ. Fluids Engineering, 99(2), pp. 379-389

Simbologia

Simboli

A	area [m ²]
b	altezza canale [mm]
B	percentuale di span di velocità radiale negativa all'ingresso diffusore
c	velocità assoluta [m/s]
C _p	coefficiente di pressione = $\frac{(p - p_{\infty})}{\frac{1}{2} \rho_{\infty} V_{\infty}^2}$
D	diametro [m]
f	frequenza [Hz]
F	forza [N]
h	entalpia [J/kg]
i	incidenza [°]
k	rapporto dei calori specifici
K _p	perdite di pressione totale = $\frac{(p_{t,in} - p_t)}{(p_{t,in} - p_{in})}$
L	lavoro massico [J/kg]
\dot{m}	portata [kg/s]
\dot{m}_{red}	portata ridotta = $\dot{m} \cdot \frac{\sqrt{T_{t,in}/T_{t,ref}}}{p_{t,in}/p_{t,ref}}$ [kg/s]
Ma	numero di Mach
N	velocità di rotazione [giri/min]
p	pressione [Pa]
par	parametro per individuare il limite di stabilità
Q	calore [J/kg]
R	raggio [m]
Re	numero di Reynolds
Ro	numero di Rossby
s	distanza lungo linea di corrente
S	percentuale di span sopra l'angolo di Senoo
SP	stability parameter
T	temperatura [K]
u	velocità di trascinamento [m/s]
V	velocità [m/s]
W	velocità relativa [m/s]
y ⁺	distanza adimensionale dello strato limite dalla parete
Z	numero di pale
α	angolo assoluto [°]
α_{σ}	parte reale del tasso di crescita s

β	angolo relativo [°]
β_{st}	rapporto di compressione statico
β_t	rapporto di compressione totale
λ	numero celle
δ	spessore dello strato limite
ε	skewness di uno strato limite 3D (angolo tra la wall streamline e main flow)
φ/φ_{tD}	coordinata circonferenziale relativa al passo del diffusore
η	rendimento
ρ	densità [kg/m ³]
σ	fattore scorrimento
τ	periodo
ω	velocità angolare [rad/s]
ω_σ	velocità di rotazione della cella di stallo
Ω	vorticità

Apici e pedici

1	ingresso rotore
2	uscita rotore
4	ingresso diffusore
5	uscita diffusore
∞	in una posizione infinitamente lontana dalla superficie dell'oggetto misurato
bl	blade (pala)
cor	corretto (riferito al best efficiency)
eq	equivalente
in	ingresso
LE	leading edge (bordo d'attacco)
TE	trailing edge (bordo di uscita)
TH	sezione di gola
m	medio
n	coordinata normale
out	uscita
PS	pressure side (lato in pressione)
r	coordinata radiale
ref	condizione di riferimento
s	coordinata locale
SS	suction side (lato in depressione)
t	totale
u	periferica
z	coordinata assiale
θ	coordinata circonferenziale

Acronimi

CD	channel diffuser
D _{Ri}	diffusion ratio = $\frac{W_{TE}}{W_1}$
exp	sperimentale
HR	high-resolution
KE	k-epsilon (k-ε)
KO	k-omega (k-ω)
PS	pressure side
SS	suction side
SST	shear stress transport
SVS	semi-vaneless space
TKE	energia cinetica turbolenta [m ² /s ²]
UW	upwind
VS	vaneless space